



**Universidad Carlos III de Madrid**

**Escuela Politécnica Superior**

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales**

**Estimación a carga parcial del rendimiento  
de torres de refrigeración secas de tiro  
natural.**

**Autor: Javier Rosell Cañizares**

**Tutor: Dr. Domingo José Santana Santana**

**Junio 2016**

### **Agradecimientos**

Quisiera agradecer a Domingo su apoyo y consejos para realización de este proyecto.

A mis padres y mis hermanos, que me han apoyado cada día no solo durante este proyecto sino durante todos estos años en la universidad.

Y, por último, a mis amigos. De las mejores cosas que me han ocurrido durante la carrera y que han sido muy importantes estos 4 años.

# ÍNDICE

<b>Capítulo I. Introducción .....</b>	<b>5</b>
I.1. Resumen del proyecto.....	6
I.2. Estructura del proyecto .....	7
<b>Capítulo II. Torres de Refrigeración .....</b>	<b>8</b>
II.1. Introducción .....	9
II.2. Tipos de Torres de Refrigeración .....	12
a) Torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico.....	13
b) Torres de refrigeración húmedas de tiro natural .....	17
c) Torres de refrigeración húmedas de tiro asistido.....	20
d) Torres de refrigeración secas .....	21
e) Torres de refrigeración híbridas .....	24
II.3. Criterios de Selección y diferentes usos de las Torres de Refrigeración. .....	26
<b>Capítulo III. Torres de Refrigeración Secas de Tiro Natural .....</b>	<b>28</b>
III.1. Introducción a las Torres de Refrigeración Secas de Tiro Natural ..	29
III.2. Diseño de torres de refrigeración secas de tiro natural .....	35
III.3. Intercambiadores de calor.....	47
III.4. Efecto del viento en las torres de refrigeración secas de tiro natural .....	61
<b>Capítulo IV. Método de Cálculo.....</b>	<b>80</b>
IV.1. Introducción al método de cálculo .....	81
IV.2. Desarrollo del cálculo .....	85
IV.3. Comprobación del método .....	101
IV.4. Análisis de la torre de refrigeración seca de tiro natural .....	104
<b>Capítulo V. Implementación en Matlab. ....</b>	<b>110</b>
V.1. Introducción.....	111
V.2. Matlab y la herramienta Guide .....	112
V.3. Diagrama de flujo de la aplicación.....	121
V.4. Interfaz gráfica de la aplicación .....	122

V.5. Ejemplo de uso de la aplicación .....	131
<b>Capítulo VI. Conclusiones .....</b>	<b>137</b>
VI. Conclusiones y posibles desarrollos futuros.....	138
<b>Anexos de Programación.....</b>	<b>140</b>
A.1. Introducción.....	141
A.2. Portada.m .....	142
A.3. TorreDryGuide.m .....	145
A.4. AyudaTorre.m .....	152
A.5. TorreDry.m.....	153
A.6. ResultadosGui.m .....	156
<b>Bibliografía .....</b>	<b>164</b>
Referencias .....	165
Páginas Web .....	167
Bibliografía .....	167
<b>Índices.....</b>	<b>169</b>
Ecuaciones .....	170
Figuras.....	174

## Capítulo I. Introducción

### **I.1. Resumen del proyecto**

La finalidad de este proyecto es el desarrollo de un nuevo método de cálculo teórico del rendimiento de torres de refrigeración secas de tiro natural propuesto recientemente por investigadores de la *Southeast University* en *Nanjing* y del *CPI Shentou Power Generation Co. de Shuozhou, China* [22]. La novedad en este método es la consideración del efecto de la temperatura ambiente y del viento cruzado sobre el rendimiento de la torre y su posibilidad de análisis. Este método es muy rápido, simple y permite estimar de forma sencilla el funcionamiento de la torre.

Tras el desarrollo del método teórico, se ha realizado una implementación en Matlab que permitirá disponer de una aplicación informática para el cálculo de este tipo de torres. Esta aplicación se ha diseñado con la herramienta GUIDE de Matlab.

Por último, se realizarán una serie de análisis del método propuesto para comprobar la veracidad de las hipótesis que propone y comprobar los efectos de estos factores meteorológicos en el rendimiento de una torre de refrigeración seca de tiro natural.

Al tratarse un tipo concreto de torre, sería deseable que en un futuro formara parte de un conjunto que incluyera los restantes tipos de torres de refrigeración, para así realizar un estudio completo de este tipo de sistemas.

Por tanto, el objetivo del proyecto es el desarrollo de una aplicación informática para este nuevo modelo teórico de cálculo que permita conocer, con mayor rapidez, el funcionamiento de una torre según las condiciones ambientales y de operación a partir de otra de referencia, teniendo en cuenta los efectos meteorológicos mencionados y que nos permita saber si cumple los requerimientos específicos.

## **I.2. Estructura del proyecto**

El proyecto se estructura en 6 capítulos más un anexo de programación, cuyo contenido se describe a continuación brevemente:

- Capítulo 1. Introducción del proyecto.
- Capítulo 2. Torres de refrigeración: se introducirán este tipo de sistemas hablando de los diversos tipos existentes y sus criterios de uso.
- Capítulo 3. Torres de refrigeración secas de tiro natural: se explicarán de forma más detallada este tipo de torres y su diseño.
- Capítulo 4. Método de cálculo: se explicará el método de cálculo propuesto, su desarrollo y se mostrará un análisis del método.
- Capítulo 5. Implementación en Matlab: se explicarán las herramientas utilizadas para la creación de la aplicación y se mostrará un ejemplo de cálculo. Además, se analizarán los resultados y los efectos de parámetros, como el viento cruzado y la temperatura ambiente, sobre el rendimiento de la torre.
- Capítulo 6. Conclusiones: se comentarán las conclusiones generales obtenidas de este proyecto y posibles desarrollos futuros.
- Anexos de programación: se adjunta el código de programación en Matlab para la creación de la aplicación.

## **Capítulo II. Torres de Refrigeración**



## **II.1. Introducción**

El desprendimiento del calor generado en las diferentes industrias es un fenómeno fundamental. Esto sucede en plantas de proceso y químicas, motores de combustión interna, ordenadores y sistemas electrónicos entre otros sistemas. En general, este desprendimiento se realiza transfiriendo este calor al agua, bien por su rentabilidad económica o por los requisitos del sistema. La cesión de calor se puede realizar de forma natural o inducida como veremos más adelante.

Esta agua se puede obtener de diferentes formas dependiendo sobretodo de la localización. En lugares donde el agua fría es abundante, el agua se toma de ríos o lagos accesibles y posteriormente se retorna a una temperatura mayor a los mismos ríos desde la central. En lugares donde esto no es posible, el agua necesariamente tiene que ser recirculada por la torre o torres para que el calor se transfiera a la atmósfera de forma directa.

Por lo tanto, podemos deducir que la función principal de las torres de refrigeración es la disipación del calor generado en el proceso, y contenido en el agua, a la atmósfera de una forma eficiente y económicamente rentable.

Las torres de refrigeración son muy demandadas por las centrales eléctricas (nucleares o térmicas) ya que la importancia del agua en estas centrales es muy alta. Para las centrales térmicas, el agua es fundamental para la generación de vapor dirigida al funcionamiento de los generadores eléctricos. Además de para la generación de vapor, el agua también es utilizada para la refrigeración de los reactores.

Las torres de tiro mecánico son torres compactas, con una sección transversal y una altura de bombeo pequeñas en comparación a las torres de tiro natural. En estas torres se puede controlar de forma muy precisa la

temperatura del agua de salida, y se pueden lograr valores de acercamiento muy pequeños (hasta de 1 o 2°C, aunque en la práctica acostumbra a ser 3 o 4°C). Si el ventilador se encuentra situado en la entrada del aire, el tiro es forzado. En cambio, cuando el ventilador se ubica en la zona de descarga del aire, se habla de tiro inducido.

Una torre de tiro natural es aquella en la que el aire es inducido por una gran chimenea situada sobre el relleno. La diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente dentro de la torre y el aire atmosférico (es mayor la del aire atmosférico) es el principal motivo por el cual se crea el tiro de aire a través de la torre, junto con la velocidad del viento. Por ambos motivos, las torres de tiro natural han de ser altas y, además, deben tener una sección transversal grande para facilitar el movimiento del aire ascendente. Estas torres son muy indicadas para enfriar grandes caudales de agua y son muy utilizadas en centrales térmicas (muy pocas veces son aplicables a plantas industriales debido a la fuerte inversión inicial que se requiere).

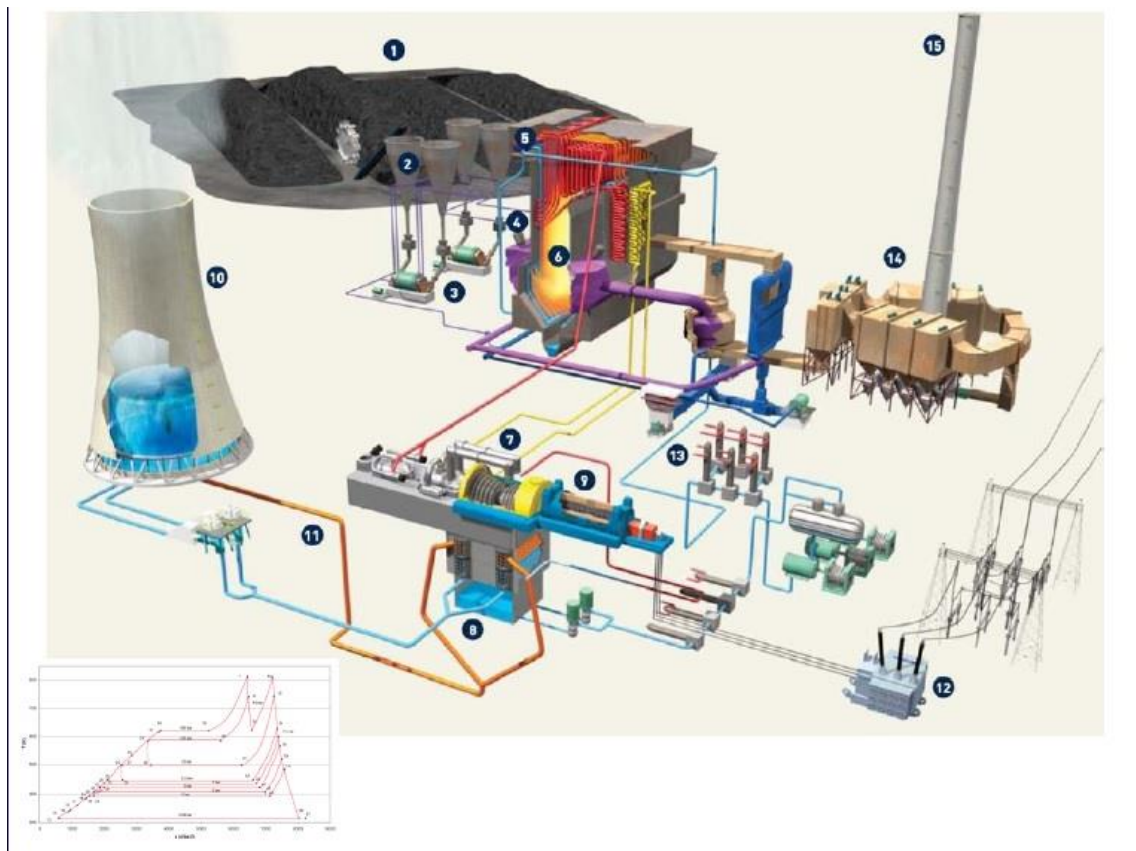
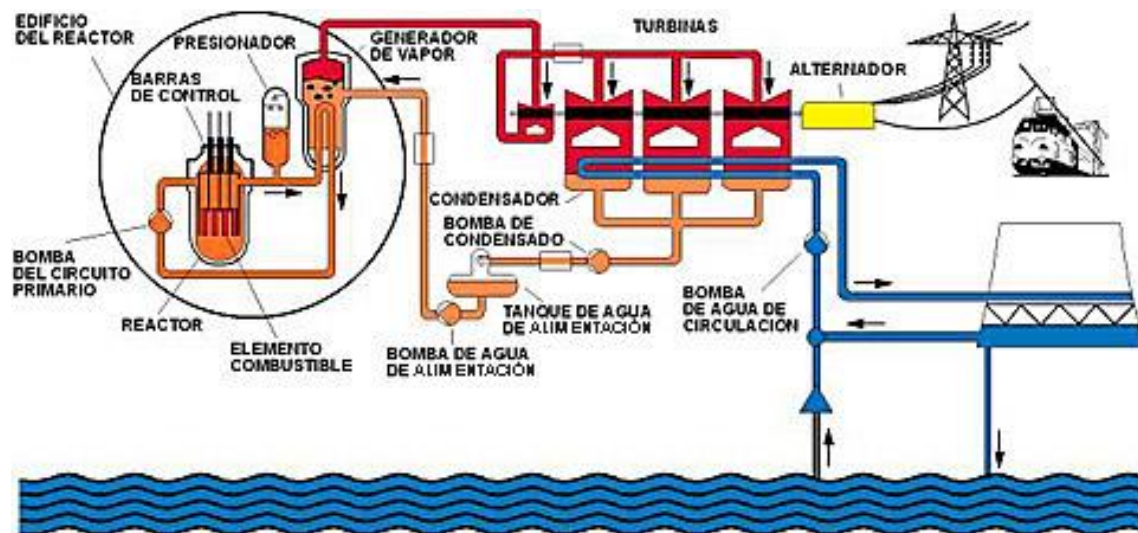


Fig. II.1. Esquema de la Central Térmica de la Robla (León).



*Fig. II.2. Esquema de una central nuclear*

## **II.2. Tipos de Torres de Refrigeración**

Según las necesidades que tengamos será necesario elegir entre los diferentes diseños de torres de refrigeración la que más se aproxime a cumplir nuestras especificaciones.

A continuación, se explican los diferentes tipos de torres más habituales y que se rigen por la disipación del calor del agua a la atmósfera.

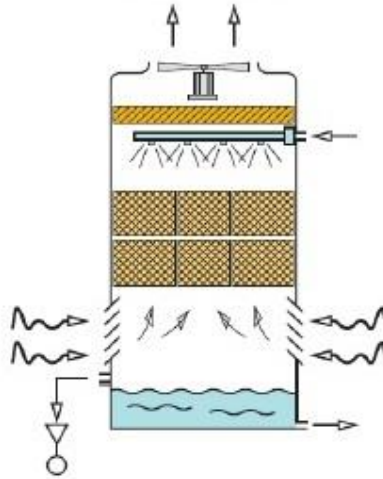
Las tres principales clasificaciones tipológicas son:

- Tiro Natural, Tiro Mecánico o Tiro Asistido.
- Flujo Cruzado o a Contracorriente.
- Húmedas, secas o híbridas.

En las torres húmedas se evapora entre el 1-3% del agua y por ello se requieren aportes externos de agua para suplir esta agua evaporada, mientras que en las secas no es necesario. Las torres híbridas son un diseño mixto de estos dos tipos. Para un mayor detalle, los diferentes tipos de torre se explican a continuación más detalladamente.

**a) Torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico**

**a.1) Flujo a contracorriente de tiro inducido**



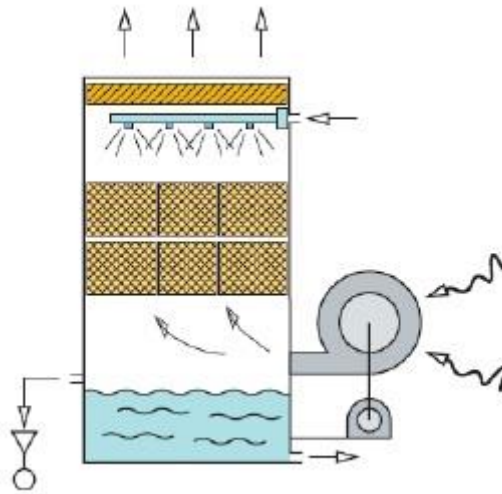
*Fig. II.3. Torre de refrigeración húmeda de tiro inducido con flujo a contracorriente*

Se denominan en flujo a contracorriente ya que el flujo de aire y el agua entran en contacto en el empaquetamiento en la misma dirección, pero en sentido contrario. El aire atraviesa un ventilador situado en la salida de la torre. Estas torres se benefician del efecto contracorriente y se produce una velocidad alta de salida del agua, mejorando simultáneamente la distribución del aire. Por el contrario, el ventilador opera a temperaturas altas y debido a su localización en la torre el mantenimiento es más complejo.



*Fig. II.4. Torre de refrigeración húmeda de tiro inducido con flujo a contracorriente*

a.2) Flujo a contracorriente de tiro forzado



*Fig. II.5. Torre de refrigeración húmeda de tiro forzado con flujo a contracorriente*

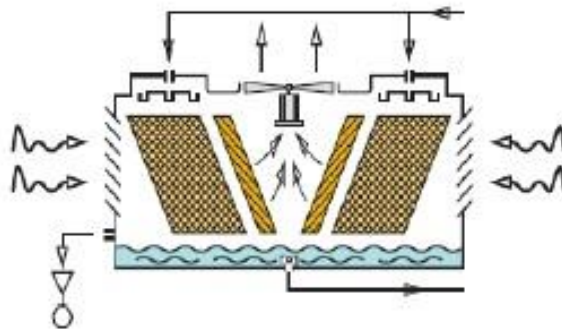
El aire es “forzado” a entrar en la torre mediante uno o varios ventiladores situados en la entrada de la misma. El aire pasa a través del empaquetamiento donde ha sido pulverizada por los “sprays” produciéndose el intercambio de calor con el aire. A continuación, el aire pasará a través del eliminador de gotas que recoge parte del agua evaporada evitando que salga fuera de la torre y cae en la balsa de donde es extraída para un nuevo uso.

La eficiencia termodinámica de estas torres es buena debido al efecto de flujo a contracorriente del agua y aire. Son fáciles de mantener debido a la localización del ventilador, pero por el contrario se suelen producir nieblas en los alrededores debido a la velocidad relativa del aire a la salida de la torre y, además, suelen producirse problemas con los ventiladores debido a la potencia que necesitan al estar en la entrada. Son las torres de tiro mecánico más utilizadas.



*Fig. II.6. Torre de refrigeración húmeda de tiro forzado con flujo a contracorriente*

a.3) Flujo cruzado de tiro inducido



*Fig. II.7. Torre de refrigeración húmeda de tiro inducido con flujo cruzado*

El aire y el agua se cruzan perpendicularmente en el empaquetamiento, reduciendo notablemente la altura necesaria de la torre.

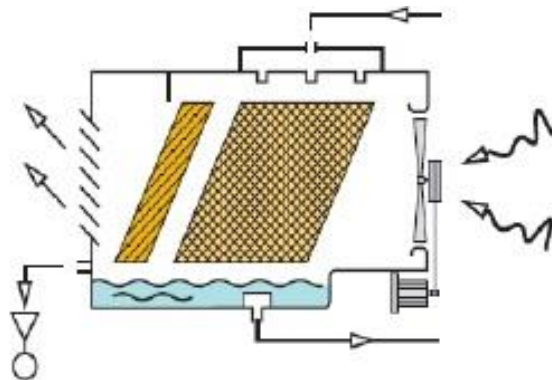
Por el contrario, la eficiencia termodinámica es menor y la distribución del agua en el empaquetamiento peor debido a esta disposición.





*Fig. II.8. Torre de refrigeración húmeda de tiro inducido con flujo cruzado*

a.4) Flujo cruzado de tiro forzado



*Fig. II.9. Torre de refrigeración húmeda de tiro forzado con flujo cruzado.*

Este tipo de torres apenas se usan debido a la gran cantidad de aire necesaria que hay introducir en la torre y la mala eficiencia termodinámica del diseño en flujo cruzado.





Fig. II.10. Torre de refrigeración húmeda de tiro forzado con flujo cruzado.

## b) Torres de refrigeración húmedas de tiro natural

### b.1) Flujo a contracorriente

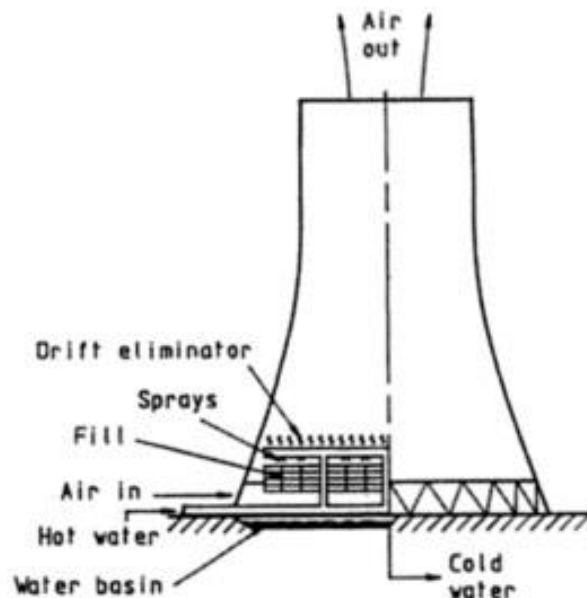


Fig. II.11. Torre de refrigeración húmeda de tiro natural con flujo a contracorriente

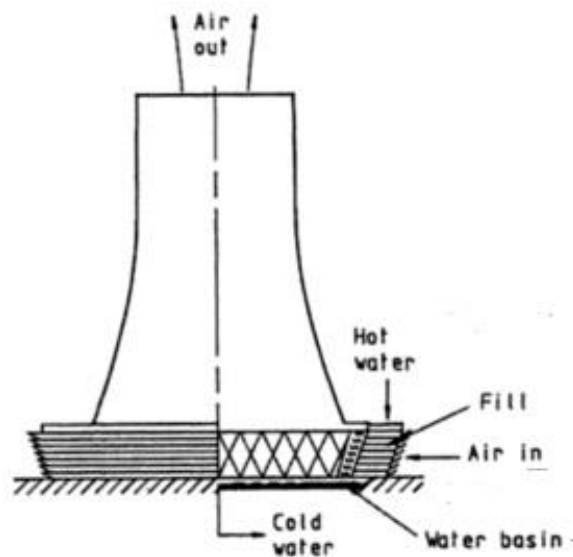
Como se comentaba en la introducción, las torres de tiro natural son de gran altura. Esto provoca que la diferencia de densidades entre el aire a la entrada y el de salida genere una diferencia de presiones que a su vez genera la circulación del aire a través de la torre de forma natural.

Este tipo de torre tiene una gran eficiencia termodinámica y una presencia nula de ruido al no existir ventiladores. También, a pesar de su tamaño muestra un aspecto compacto. La altura de estas torres está en torno a 150 m, y debido a ello se pueden producir cambios climáticos cerca de ellas al expulsar el aire caliente. Como el aire sale totalmente saturado, se pueden dar casos de corrosión en las estructuras metálicas adyacentes en la torre.



*Fig. II.12. Torre de refrigeración húmeda de tiro natural con flujo a contracorriente*

b.2) Flujo cruzado



*Fig. II.13. Torre de refrigeración húmeda de tiro natural con flujo cruzado*

El empaquetamiento en estas torres está montado en un anillo alrededor de la base de la torre. Como en el caso del tiro inducido, esta disposición reduce la eficiencia termodinámica, pero hace más accesible el empaquetamiento y la distribución del agua para su mantenimiento.



*Fig. II.14. Torre de refrigeración húmeda de tiro natural con flujo cruzado*

### c) Torres de refrigeración húmedas de tiro asistido

#### c.1) Flujo a contracorriente

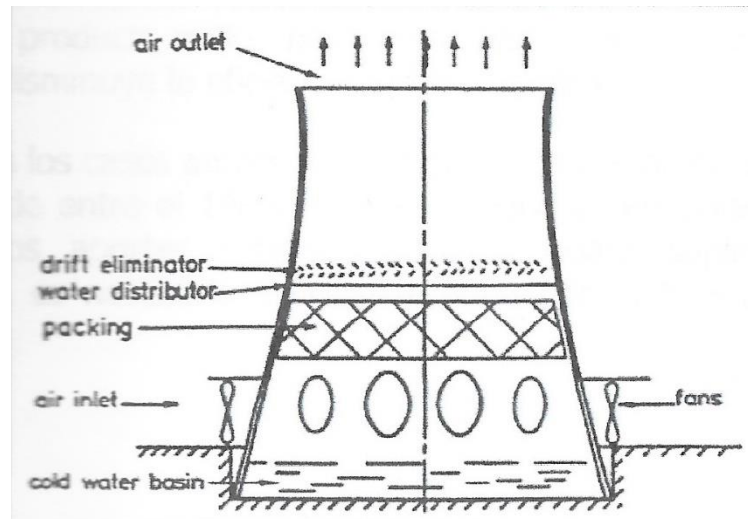


Fig. II.15. Torre de refrigeración húmeda de tiro asistido con flujo a contracorriente

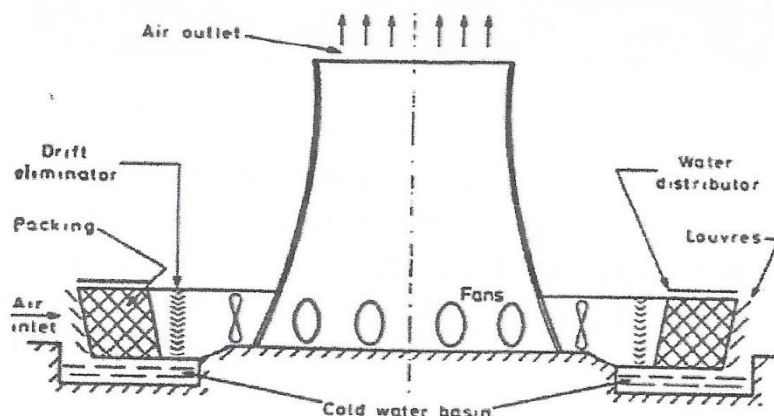
Se disponen varios ventiladores cuya función es ayudar a la circulación del aire. Esto ocurre cuando la temperatura exterior es alta y el flujo de aire que debe cruzar la torre es insuficiente. En el momento en el que la temperatura es media (ha disminuido lo suficiente) se pueden apagar algunos de estos ventiladores de manera que se reduce el gasto de energía.

También se usan para reducir la altura de las torres cuando su situación no permita que esta sea demasiado alta. Aparece ruido procedente de los ventiladores, aunque el impacto visual es menor.



Fig. II.16. Torre de refrigeración húmeda de tiro asistido con flujo a contracorriente

### c.2) Flujo cruzado



*Fig. II.17. Torre de refrigeración húmeda de tiro asistido con flujo cruzado*

Se disponen varios ventiladores entre el empaquetamiento y la torre. Esta disposición tiene el objetivo de reducir la altura de la torre, con los efectos negativos del ruido de los ventiladores y de la reducción de la eficiencia termodinámica por flujo cruzado.

### **d) Torres de refrigeración secas**

La característica principal de las torres de refrigeración secas es que no existe contacto entre el aire y el agua. El elemento de transferencia de calor en estas torres es el intercambiador de calor, que se coloca en sustitución del empaquetamiento, los sistemas de distribución y el eliminador de gotas. Este intercambiador está formado por un haz de tubos por los cuales circula el agua caliente que se va a enfriar. Además, el flujo en torres de refrigeración secas es siempre cruzado.

Debido a este sistema, no se necesita tener acceso a fuentes de agua externas para paliar la evaporación del agua ni se producirán efectos climatológicos como en las torres de refrigeración húmedas. Este hecho es una gran ventaja para construir una instalación en lugares sin fuentes de agua cercanas.

Existen diversos tipos de torres de refrigeración secas, las hay de tiro natural (sobre las que se centrará el método de cálculo propuesto) y las de tiro mecánico (forzado e inducido), aunque estas últimas entran más dentro del campo de intercambiadores de calor.



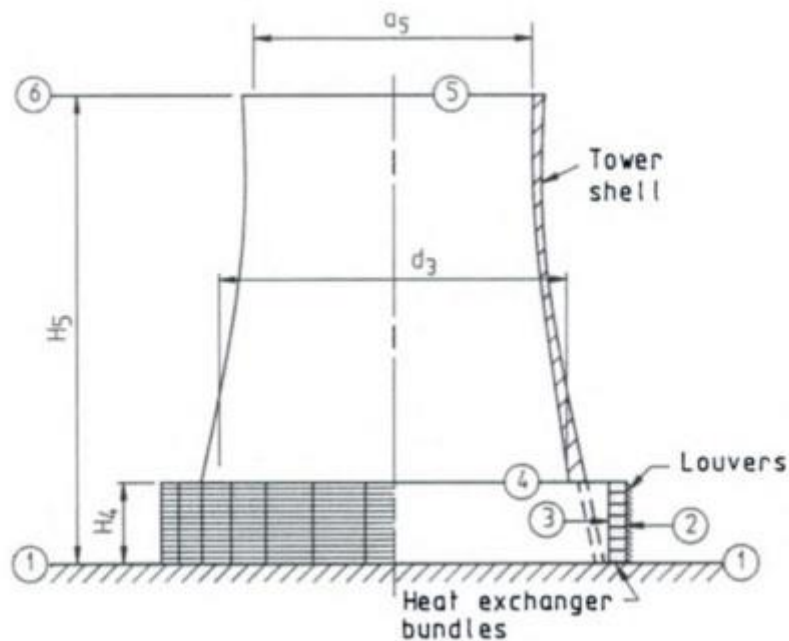
El gran inconveniente de las torres secas de tiro natural es que su precio puede llegar a ser el doble que el de las torres húmedas de tiro natural, debido al intercambiador de calor, donde el precio de sus elementos es superior a los de las torres húmedas. Además, para dos torres (húmeda y seca) de iguales dimensiones, el flujo de aire que debe circular por la torre seca suele ser en torno a 3.5 veces el que circularía por una torre húmeda. Esto se debe a la diferencia de entalpías del aire de salida y a la entrada, que es menor en torres secas que en torres húmedas de tiro natural.



*Fig. II.18. Torre de refrigeración seca de tiro natural*



*Fig. II.19. Torre de refrigeración seca de tiro inducido*



*Fig. II.20. Torre de refrigeración seca de tiro natural con flujo cruzado y haz de tubos vertical*

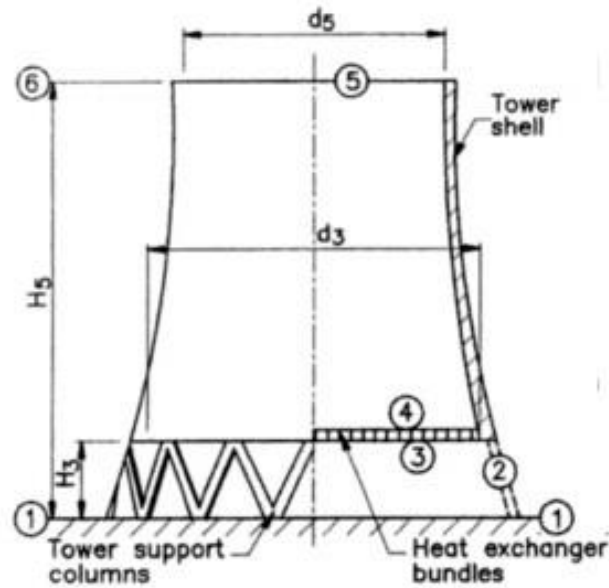


Fig. II.21. Torre de refrigeración seca de tiro natural con flujo cruzado y haz de tubos horizontal

### e) Torres de refrigeración híbridas

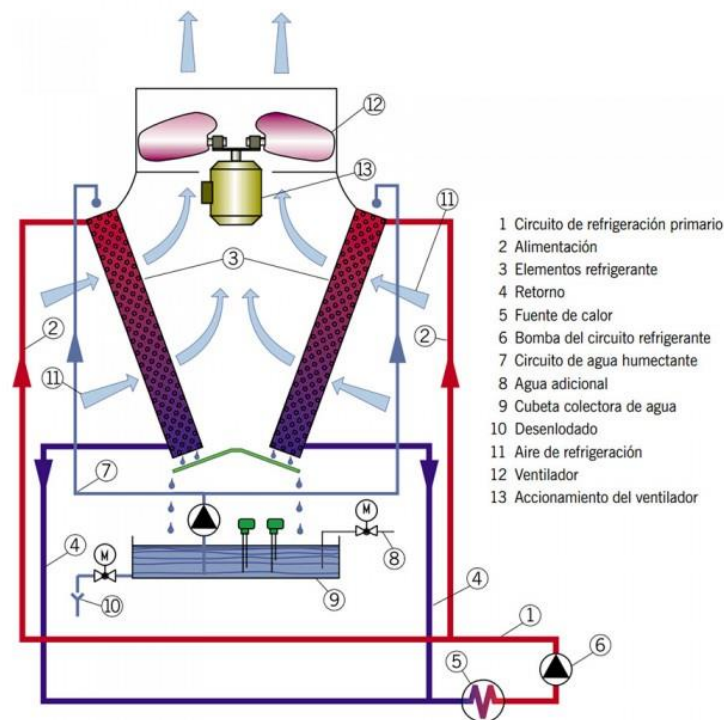


Fig. II.22. Torre de refrigeración híbrida

Las torres de refrigeración híbridas son una combinación de los sistemas de refrigeración vistas anteriormente. El aire entra de forma



inducida por el efecto de ventiladores situados a la salida de la torre (ver figura II.22).

Se añaden intercambiadores de calor para reducir la demanda de agua que utiliza el sistema. Se dan frecuentemente en zonas áridas donde la implantación de una torre seca es demasiado costosa económicamente y es necesario la reducción de gastos.

Al trabajar con el sistema de torre húmeda, si las condiciones ambientales reducen la disponibilidad de agua que se necesita para compensar la evaporación de agua, el sistema de torre seca entra en funcionamiento.

Al sustituir el aporte de agua, se reducen costes. Así, cuando el sistema de torre seca entra en funcionamiento, complementa al sistema de torre húmeda para que el rendimiento de la torre no se vea afectado.



*Fig. II.23. Torre de refrigeración híbrida*

### **II.3. Criterios de Selección y diferentes usos de las Torres de Refrigeración.**

Las torres más utilizadas actualmente son las torres de refrigeración húmeda, ya que el contacto agua aire sigue siendo el método más eficiente de transferencia de calor. Estas torres cuentan también con desventajas como la evaporación de una parte del agua utilizada que conlleva la necesidad de recibir un aporte de agua extra de lagos o ríos cercanos. Además, al salir el aire completamente saturado y con restos del agua evaporada se pueden producir efectos climatológicos como nieblas que pueden dañar el medio ambiente y la estructura metálica de la torre por corrosión.

Del otro lado, tenemos las torres de refrigeración seca. Estas torres cuentan con elementos internos muy diferentes a las torres húmedas como hemos visto anteriormente. El intercambiador de calor no es tan eficiente termodinámicamente como el empaquetamiento y su sistema en las torres húmedas. Además, debido a la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida de la torre, el flujo de aire que debe atravesar una torre seca es más de tres veces superior que en una torre húmeda, lo que implica un tamaño superior para estas torres.

Fijándonos solo en este criterio, actualmente las torres de refrigeración secas son utilizadas solamente cuando el aporte de agua es muy difícil debido a la localización y merece la pena hacer la inversión económica, aunque sea mayor que para torre húmeda (el doble en condiciones similares para una torre seca respecto a una torre húmeda). Además, en estas torres no se producirán efectos climatológicos a la salida de la torre ya que no existe el problema del agua evaporada (el agua circula por dentro de los tubos del intercambiador de calor).

Otro tipo de torres que hemos visto son las híbridas, donde se combinan ambos sistemas: húmedo y seco. Tienen dos grandes ventajas:

- El coste, ya que son más económicas que las húmedas.
- Disponibilidad del aporte de agua exterior no obligatoria ya que cuando el sistema húmedo no puede actuar por esta carencia se pone en marcha el seco.

Atendiendo al tipo de tiro para que el aire entre en la torre, el mejor criterio para elegir es la potencia calorífica a disipar.

Para potencias grandes se utilizan torres de tiro natural, ya que, aunque la inversión económica es muy grande y se necesita mayor cantidad de agua, la potencia calorífica de la torre es muy grande. Esto ocurre en centrales térmicas o nucleares.

Las torres de tiro natural son las de mayor altura, y si la localización impide que esta altura sea demasiado grande, podemos incorporar ventiladores que ayuden a reducir la altura sin reducir el flujo de aire que trabajen cuando la temperatura del ambiente sea superior a la temperatura en que trabaja la torre por sí misma. Estas torres son las denominadas torres de tiro asistido.

Cuando la potencia requerida sea más baja, las torres más apropiadas son las de tiro mecánico, ya que la inversión económica es aceptable. Estos equipos se utilizan para la climatización de edificios o para la pequeña y mediana industria.

El último de los criterios que hemos mencionado en el capítulo, es el tipo de flujo del aire que circula por la torre. En un flujo a contracorriente la eficiencia de la transferencia de calor es mayor que en el flujo cruzado (la dispersión de gotas en el empaquetamiento es peor), pero se requiere más espacio para instalar el sistema.

Además, otros factores como la facilidad del mantenimiento deben ser tenidos en cuenta como se ha mencionado en la descripción de los diferentes tipos de torres.

Con estos criterios y en función de los requerimientos que tengamos, podemos decidir el tipo de torre más conveniente para nuestra instalación.

## **Capítulo III. Torres de Refrigeración Secas de Tiro Natural**

### **III.1. Introducción a las Torres de Refrigeración Secas de Tiro Natural**

En las torres de refrigeración secas de tiro natural o intercambiadores de calor refrigerados por aire, el calor se transfiere del fluido de proceso a la corriente de aire de refrigeración a través de las superficies extendidas o tubos con aletas del intercambiador de calor. Mientras que el rendimiento de los sistemas húmedos depende de la temperatura de bulbo húmedo del ambiente, el rendimiento de los intercambiadores de calor refrigerados por aire está determinado por la temperatura de bulbo seco del aire. Esta temperatura es más alta que la temperatura de bulbo húmedo y experimenta cambios más bruscos con los cambios estacionales.

Los grandes intercambiadores de calor refrigerados por aire se encuentran en plantas de refrigeración o químicas, varias industrias de procesos y plantas de potencia. El movimiento del aire frío se logra por medios mecánicos (ventiladores) o efectos de empuje (diferencia de densidad aire frío-aire caliente) por medio de torres de tiro natural secas, como en nuestro caso de estudio.

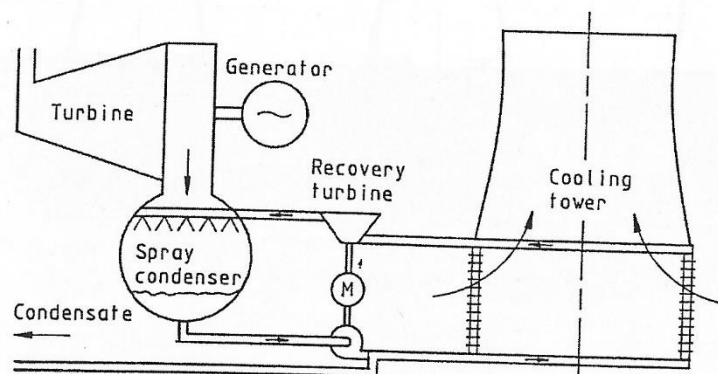
Como se explicaba en el capítulo anterior, las torres de refrigeración secas se caracterizan por no existir el contacto aire agua para la transferencia de calor. El agua circula por el haz de tubos que forman el intercambiador de calor, que es el que realiza la función de transferencia de calor con el aire frío que lo cruza inducido por la diferencia de densidades entre el aire atmosférico y el mismo aire de dentro de la torre (la densidad del aire dentro de la torre es mayor que la del aire atmosférico), que a su vez crea una diferencia de presiones.

Este efecto evita efectos climatológicos como los que ocurren en las húmedas y evita la necesidad de un aporte de agua externa para suplir al agua evaporada, como ocurre en las torres de refrigeración húmedas.

Hay que recordar que una torre de refrigeración seca necesita alrededor de 3.5 veces más de aire para su correcto funcionamiento que una torre húmeda siendo ambas de iguales dimensiones, y que económicamente es más costosa ya que el intercambiador de calor es un sistema requiere una mayor inversión y la altura de estas torres es muy grande.

Sin embargo, estas torres son la única solución efectiva en localizaciones donde sea imposible o muy difícil obtener el aporte de agua externo y además no producirán nieblas ni cambios climáticos por el agua evaporada.

A continuación, se muestra un ejemplo de una instalación con una torre de refrigeración seca.



*Fig. III.1. Instalación con Torre de refrigeración seca*

En esta instalación se muestra una torre de refrigeración seca que incorpora un condensador de pulverización de contacto directo. El agua refrigerada por la torre se introduce en el condensador a través de boquillas, y el vapor de escape de la turbina se condensa en gotitas.

Una parte del condensado se devuelve a la caldera, pero la mayoría se bombea a una presión manométrica positiva a los intercambiadores de calor formados por tubos con aletas situados en la base de la torre de tiro natural. El agua refrigerada vuelve al condensador mediante una turbina de

recuperación, que hace que caiga la presión por debajo de las condiciones ambientales. Este diseño se conoce como sistema “Heller”.

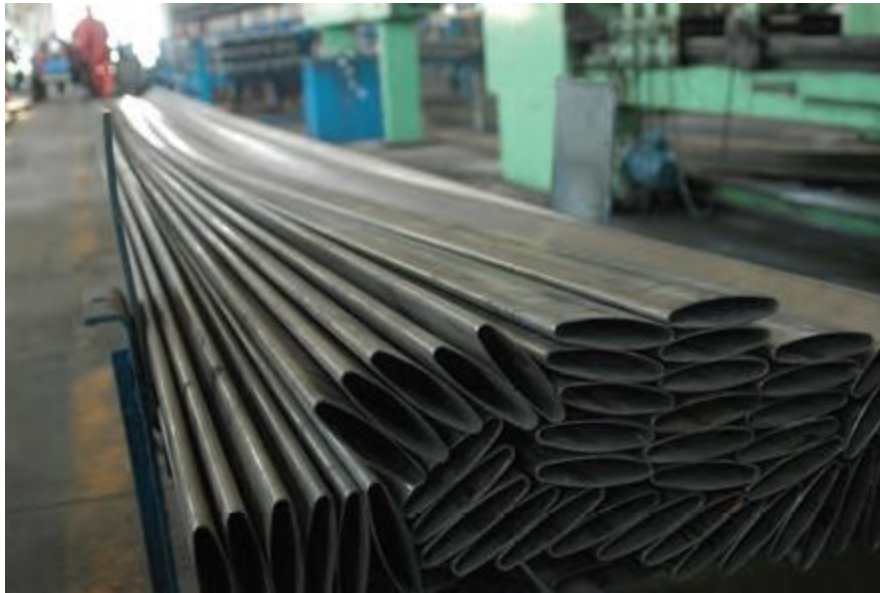
Este fue el sistema de torres de tiro natural secas que primero se expandió en muchas plantas de potencia en el mundo cerca de 1962. Durante el periodo de 1969 a 1972, en la planta de potencia de Gagarin (Hungría), las deltas del intercambiador de calor se colocaron verticalmente alrededor de la base de la torre para maximizar la superficie de contacto para transferencia de calor. Dado que los haces de tubos se soportan a sí mismos, la distribución del agua y la instalación resulta tener un costo más económico. Cada delta del intercambiador es de unos 15 m de longitud y consta de tubos con alneas de aluminio.



*Fig. III.2. Delta de 25 m de alto a punto de ser instalada en una torre*

Las mediciones en varias torres similares indicaron que la disposición vertical tiende a ser sensible al viento y produce una reducción de la capacidad de refrigeración de la torre. Posteriormente, se fueron diseñando disposiciones alternativas con el fin de reducir la sensibilidad al viento.





*Fig. III.3. Tubos de acero galvanizado antes de ser aleteados*



*Fig. III.4. Tubos de acero galvanizado aleteados*

También se fueron introduciendo alternativas en los materiales que componen los intercambiadores de calor, como por ejemplo acero galvanizado para los tubos con aletas de aluminio y collares de zinc espaciados que impiden que el haz se desenrolle.





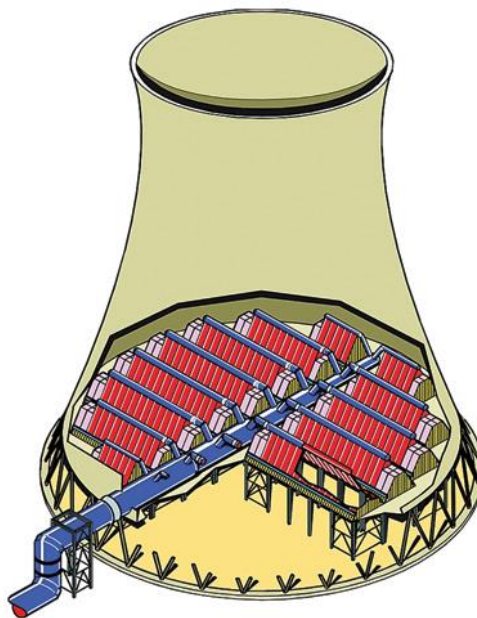
*Fig. III.5. Tubos de acero galvanizado para intercambiadores de calor.*

En algunos sistemas de refrigeración, se emplea un condensador de superficie convencional en lugar de un condensador de pulverización. Debido a la barrera adicional que ofrece este condensador, se reducen los riesgos de radiación. Este es el único sistema que puede ser considerado cuando se requiere refrigeración seca en una planta térmica o nuclear.

La planta de potencia de Kendal (Sudáfrica) es la planta más grande del mundo con torres de refrigeración secas de tiro natural. Consta de 6 torres que hacen que la central de potencia alcance los 686 MWe. Las seis torres hiperbólicas alcanzan los 165 m de altura con un diámetro en la base de 163 m, y cada torre está equipada con 500 haces de tubos que forman intercambiadores de calor dispuestos en círculos concéntricos en la base de la torre. Los tubos de acero galvanizado con aletas enrolladas helicoidalmente tienen una longitud total aproximadamente de 2000 km por torre. El circuito incluye un condensador de superficie convencional. En comparación con un sistema de refrigeración húmedo, se ahorran anualmente unos  $50 \times 10^6 \text{ m}^3$  de agua.



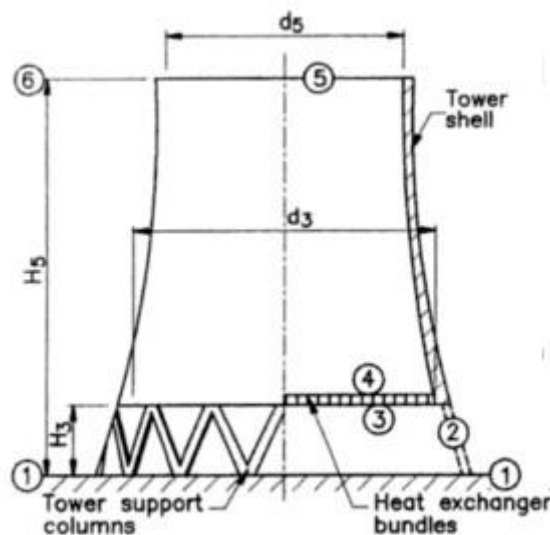
*Fig. III.6. Central térmica de Kendal, Sudáfrica*



*Fig. III.7. Torre de refrigeración seca de tiro natural en la central térmica de Kendal, Sudáfrica.*

### III.2. Diseño de torres de refrigeración secas de tiro natural

Para poder comprobar la sencillez del método propuesto en este proyecto, se va a explicar el método de diseño para este tipo de torres. Considérese una torre de refrigeración seca de tiro natural como la mostrada en la figura III.8. Los haces de tubos del intercambiador de calor situados horizontalmente en la boca de entrada de la torre. La densidad del aire calentado dentro de la torre es menor que la densidad del aire atmosférico de fuera de la torre. Como efecto de esto, la presión dentro de la torre es menor que la presión exterior a la misma altura. Esta diferencia de presiones causa un flujo de aire a través de la torre dependiente de las diferentes resistencias que se encuentre a su paso por dentro de la torre.



*Fig. III.8. Torre de refrigeración seca de tiro natural con el intercambiador de calor situado horizontalmente.*

Las condiciones del ambiente influyen en el rendimiento de la torre. Durante un día seco y claro, existe un gradiente adiabático de aproximadamente  $-0,00975\text{Km}^{-1}$ , también conocido como el gradiente adiabático seco (DALR). Se observa a menudo en la región de la capa límite

de superficie (SBL). Las desviaciones significativas se producen a nivel del suelo, que, si no se toma en consideración, puede dar lugar a erróneas especificaciones de diseño con una correspondiente interpretación equívoca de los datos de la torre.

Para este análisis, la temperatura del aire ambiente especificada a cualquier altura  $z$ , se puede asumir como:

$$T_a = T_{a1} - 0.00975z \quad (III.1)$$

Donde:

$T_{a1}$  es la temperatura del aire al nivel del suelo.

En el punto más alto de la torre (6), la temperatura del aire ambiente es, por tanto:

$$T_{a6} = T_{a1} - 0.00975H_5 \quad (III.2)$$

El calor transferido en el intercambiador de calor se puede expresar de las siguientes formas:

$$Q = m_a C_{pa} (T_{a4} - T_{a3}) = m_w C_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (III.3)$$

$$Q = \frac{UAF_T [(T_{wi} - T_{a4}) - (T_{wo} - T_{a3})]}{\ln \left[ \frac{(T_{wi} - T_{a4})}{(T_{wo} - T_{a3})} \right]} \quad (III.4)$$

La temperatura de entrada del aire al intercambiador aproximadamente es:

$$T_{a3} = T_{a1} - \frac{\left( \frac{v_{a3}^2}{2} + gH_3 \right)}{C_{pa}} \quad (III.5)$$

Para torres de tiro natural:

$$\frac{v_{a3}^2}{2} \ll gH_3 \quad (III.6)$$

Por tanto:

$$T_{a3} = T_{a1} - \frac{gH_3}{C_{pa}} = T_{a1} - \frac{g(\gamma - 1)H_3}{\gamma R} = T_{a1} - 0.00975H_3 \quad (III.7)$$

Donde  $\gamma = 1.4$  y  $R=287.08$  J/KgK corresponden al tipo de fluido y  $g=9.8$  m/s es la aceleración de la gravedad.

La diferencia de presiones entre el exterior y el interior de la torre a la mitad de elevación del intercambiador de calor, que causa el movimiento del flujo de aire de la torre a través de él, puede ser expresada de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}\Delta p_a &= (\rho_{ao} - \rho_{ai})g \left[ H_5 - \frac{(H_3 + H_4)}{2} \right] \\ &= \sum \text{Resistencias al flujo} \quad (III.8)\end{aligned}$$

Donde  $\rho_{ao}$  y  $\rho_{ai}$  son las densidades del aire a la salida y a la entrada de la torre respectivamente, y  $H_5$ ,  $H_4$ ,  $H_3$  las diferentes alturas de la torre (total de la torre, a la salida del intercambiador, y la de colocación del intercambiador).

A pesar de que esta expresión es usada habitualmente en el diseño de torres de este tipo, no es adecuada en algunos casos, por lo que conviene realizar un análisis más profundo.

Para el aire seco, la presión ambiente tras salir el aire de la torre se puede expresar como:

$$p_{a6} = p_{a1} \left( 1 - \frac{0.00975 H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} \quad (III.9)$$

La diferencia de presiones entre el suelo (1) y el punto más alto de la torre (5) puede expresarse en función de las pérdidas experimentadas por el flujo de aire a su paso por la torre debido a las resistencias generadas por los diversos elementos que la conforman.

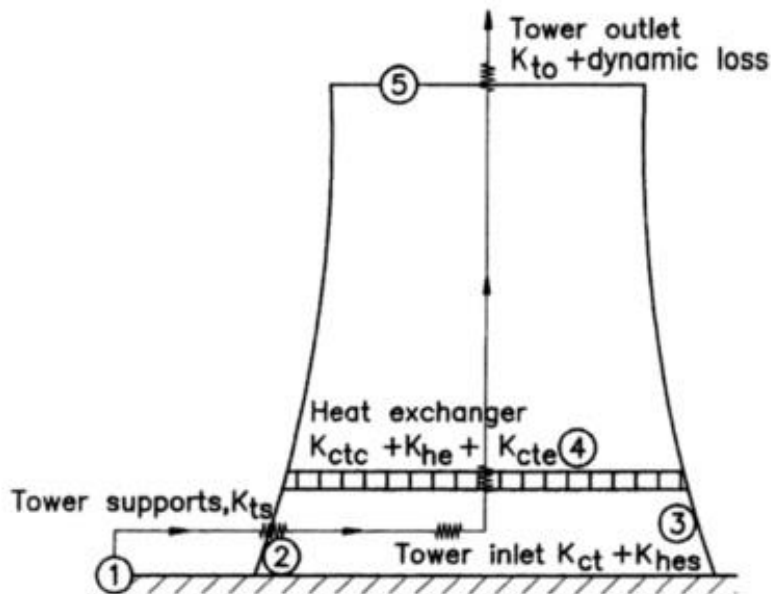


Fig. III.9. Esquema de resistencias en la torre.

El aire que entra en la torre (1) acelera a través de los soportes de la torre (2), donde experimenta una pérdida  $K_{ts}$ . Una vez que el flujo de aire comienza a ascender por la torre alcanza el intercambiador de calor (3) - (4). Aguas arriba y aguas abajo del intercambiador el flujo de aire sufre pérdidas consecuencia de la separación y redireccionamiento que sufre por la carcasa ( $K_{ct}$ ), los soportes del intercambiador de calor ( $K_{hes}$ ), la contracción al entrar en el intercambiador ( $K_{ctc}$ ), las del propio intercambiador ( $K_{he}$ ) y las de la expansión a salida del mismo ( $K_{cte}$ ). El flujo es esencialmente isentrópico entre (4) y (5) con una pérdida cinética a la salida de la torre (6). Por tanto, la diferencia de presiones total está situada entre los puntos (1) y (5).

$$\begin{aligned}
p_{a1} - \left[ p_{a5} + \frac{\alpha_{e5} \left( \frac{m_a}{A_5} \right)^2}{2\rho_{a5}} \right] \\
= \frac{(K_{ts} + K_{ct} + K_{hes} + K_{ctc} + K_{he} + K_{cte})_{he} \left( \frac{m_a}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{a34}} \\
+ p_{a1} \left[ 1 - \left\{ 1 - \frac{0.00975(H_3 + H_4)}{2T_{a1}} \right\}^{3.5} \right] \\
+ p_{a4} \left[ 1 - \left\{ 1 - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_3}{2} - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a4}} \right\}^{3.5} \right] \quad (III.10)
\end{aligned}$$

Donde  $m_a$  es el gasto de aire másico que atraviesa la torre.

El subíndice “he” indica que todos los coeficientes de perdidas están referidos al área frontal del intercambiador de calor y la densidad media del aire que lo atraviesa. Esta forma de ecuación es útil para comparar magnitudes relativas de pérdidas del flujo de aire. El área frontal es la proyección de la superficie aleteada efectiva vista desde la parte superior del intercambiador. El flujo se puede encontrar obstáculos a través del intercambiador de calor como pueden ser vigas de refuerzo, tiras u otras obstrucciones ubicadas en el intercambiador. Estos obstáculos deben tenerse en cuenta al evaluar el área frontal efectiva  $A_{fr}$ . Los dos términos que quedan en el lado derecho de la igualdad son análogos a la ecuación (III.9), considerando las diferencias de presión estática debidas a la diferencia de altura entre el suelo y la mitad del intercambiador de calor.

Kröger y Du Preez [20] estudiaron las distribuciones de velocidad y presión en el plano de salida de la torre hiperbólica. Ellos encontraron que la distribución de velocidad es casi uniforme para  $1/F_{rD} \leq 3$  y  $\alpha_{e5}=1$  para torres de refrigeración secas donde el intercambiador de calor está situado en una sección cercana a la base de la torre. La presión media en el plano de salida resulta ser ligeramente menor que la del aire ambiente a la misma altura de tal manera que:

$$p_{a5} = p_{a6} + \Delta p_{a56} = p_{a6} + \frac{K_{to} \left( \frac{m_a}{A_5} \right)^2}{2\rho_{a5}} \quad (III. 11)$$

Para una torre hiperbólica con una salida cilíndrica el coeficiente de salida viene dado por la expresión:

$$K_{to} = -0.28F_{rD}^{-1} + 0.04F_{rD}^{-1.5} \quad (III. 12)$$

Donde:

$$F_{rD} = \frac{\left( \frac{m_a}{A_5} \right)^2}{[\rho_{a5}(\rho_{a6} - \rho_{a5})gd_5]} \quad (III. 13)$$

Siendo válida esta expresión siempre que  $0.5 \leq d_5/d_3 \leq 0.85$  y  $5 \leq K_{he} \leq 40$ .

La temperatura de salida de la torre es aproximadamente:

$$\begin{aligned} T_{a5} &= T_{a4} + \frac{\left[ \frac{v_{a4}^2 - v_{a5}^2}{2} + g(H_4 - H_5) \right]}{C_{pa}} \\ &= T_{a4} - 0.00975(H_5 - H_4) \quad (III. 14) \end{aligned}$$

Conocidos los parámetros “γ” y “R” y sabiendo que, como se ha mencionado anteriormente, para torres de tiro natural  $v_{a4}^2 - v_{a5}^2 \ll g(H_4 - H_5)$ . Para una relación de gas ideal se conoce por tanto que  $p_{a5}$  será similar a  $p_{a6}$ , por lo que la densidad a la salida de la torre:

$$\rho_{a5} = \frac{p_{a6}}{[R\{T_{a4} - 0.00975(H_5 - H_4)\}]} \quad (III. 15)$$

Donde

$$\rho_{a6} = \frac{p_{a6}}{RT_{a6}} \quad (III. 16)$$

Despreciando los efectos dinámicos,  $p_{a4}$  aproximadamente se puede obtener mediante la siguiente expresión:



$$\begin{aligned}
& p_{a4} \\
& = p_{a1} [1 - 0.00975(H_3 + H_4)/(2T_{a1})]^{3.5} \\
& \quad - \frac{(K_{ts} + K_{ct} + K_{hes} + K_{ctc} + K_{he} + K_{cte})_{he} \left(\frac{m_a}{A_{fr}}\right)^2}{2\rho_{a34}} \quad (III.17)
\end{aligned}$$

Sustituyendo las ecuaciones (III.9), (III.11) y (III.17) en la ecuación (III.10) obtenemos:

$$\begin{aligned}
& p_{a1} \left[ \left\{ 1 - 0.00975 \frac{(H_3 + H_4)}{2T_{a1}} \right\}^{3.5} \left\{ 1 - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_3}{2} - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a4}} \right\}^{3.5} \right. \\
& \quad \left. - \left( 1 - \frac{0.00975 H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} \right] \\
& = \frac{(K_{ts} + K_{ct} + K_{hes} + K_{ctc} + K_{he} + K_{cte})_{he} \left(\frac{m_a}{A_{fr}}\right)^2}{2\rho_{a34}} \{1 \\
& \quad - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_3}{2} - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a4}} \}^{3.5} + (1 \\
& \quad + K_{to}) \left(\frac{m_a}{A_5}\right)^2 / 2\rho_{a5} \quad (III.18)
\end{aligned}$$

Esta ecuación es conocida como la ecuación de pérdidas para una torre de tiro natural donde el intercambiador está colocado horizontalmente en la base de la torre. Para intercambiadores que están colocados en “A-frames” o “V-frames” se sustituye  $K_{he}$  por  $K_{he\theta}$ . Para determinar la densidad el aire seco antes de y tras su paso por el intercambiador de calor, se puede emplear la presión a nivel del suelo con un gas ideal:

$$\rho_{a4} = \frac{p_{a1}}{RT_{a4}} \quad (III.19)$$

$$\rho_{a3} = \frac{p_{a1}}{RT_{a3}} \quad (III.20)$$

Para calcular la densidad media del aire atravesando el intercambiador se usa la siguiente relación:

$$\frac{1}{\rho_{34}} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\rho_{a3}} + \frac{1}{\rho_{a4}} \right) \quad (III.21)$$

A continuación, tenemos que calcular los diferentes coeficientes de pérdidas. Para calcular el coeficiente de pérdidas por el paso a través de los soportes de la torre  $K_{ts}$ , procedemos de la siguiente forma:

$$C_{Dts} = \frac{2F_{Dts}}{\rho_{a3}v_{a2}^2 A_{ts}} \quad (III.22)$$

Donde  $C_{Dts}$  es un coeficiente de arrastre dependiente de la forma de la geometría de los soportes y del número de Reynolds. Una lista de diferentes coeficientes de arrastre se da a continuación.

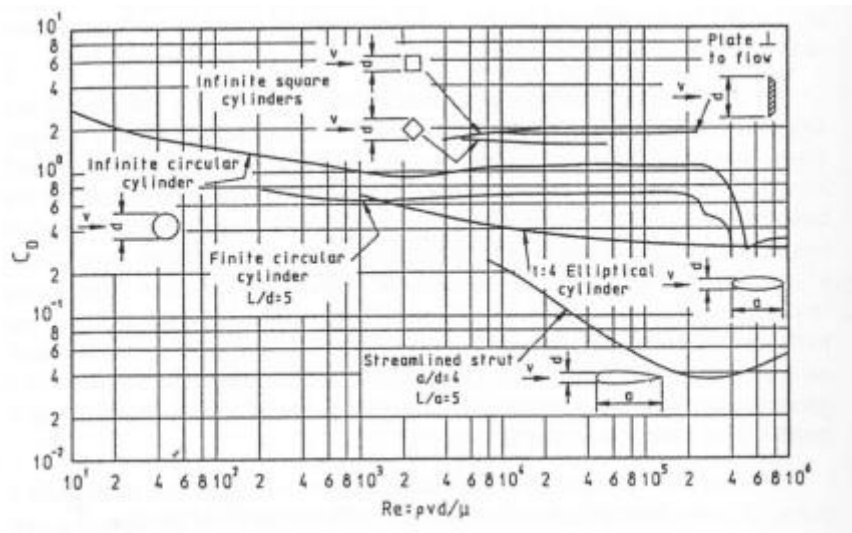


Fig. III.10. Coeficiente de arrastre.

Con la ecuación (III.22), la caída de presión efectiva a través de la torre es aproximadamente:

$$\Delta p_{ats} = \frac{n_{ts} F_{Dts}}{A_2} = \frac{n_{ts} F_{Dts}}{\pi d_3 H_3} = \frac{\rho_{a1} v_{a2}^2 C_{Dts} L_{ts} n_{ts} d_{ts}}{2\pi d_3 H_3} \quad (III.23)$$

Donde:

$L_{ts}$  es la longitud del soporte.

$d_{ts}$  es el diámetro efectivo o anchura.

$n_{ts}$  es el número de soportes de la torre.

El coeficiente de pérdidas correspondiente basado en las condiciones de los soportes de la torre se expresa de la siguiente forma:

$$K_{ts} = \frac{2\Delta p_{ats}}{\rho_{a1} v_{a2}^2} = \frac{C_{Dts} L_{ts} n_{ts} d_{ts}}{\pi d_3 H_3} \quad (III.24)$$

Sustituyendo en la ecuación (16), el coeficiente de pérdidas de los soportes de la torre en base a las condiciones del intercambiador de calor toma la siguiente forma:

$$K_{tshe} = \frac{2\Delta p_{ats} \rho_{a34}}{\left(\frac{m_a}{A_{fr}}\right)^2} = \frac{C_{Dts} L_{ts} n_{ts} d_{ts} A_{fr}^2}{(\pi d_3 H_3)^3} \left(\frac{\rho_{a34}}{\rho_{a1}}\right) \quad (III.25)$$

Se asume que la distribución del aire y la velocidad a través de los soportes es uniforme, que, aunque no es real en la práctica, es aceptable según Kröger [20].

El coeficiente de pérdidas en la entrada de la torre referido a las condiciones del intercambiador de calor toma la siguiente forma:

$$K_{cthe} = K_{ct} \left(\frac{\rho_{a34}}{\rho_{a3}}\right) \left(\frac{A_{fr}}{A_3}\right)^2 \quad (III.26)$$

La estructura soporte del intercambiador de calor está compuesta por pilares y vigas que ofrecen resistencia al flujo. Esta resistencia se puede expresar en términos del coeficiente de pérdidas  $K_{hes}$ .

Dependiendo de la disposición del intercambiador de calor en la base de la torre de refrigeración, solo una porción del área disponible será efectiva debido a la forma rectangular de los haces de tubos. Esta reducción, resultado de la contracción y de la consiguiente expansión son también pérdidas. Estas pérdidas se pueden expresar de la siguiente forma basadas en el área efectiva  $A_{e3}$ .

$$K_{ctc} = 1 - \frac{2}{\sigma_c} + \frac{1}{\sigma_c^2} \quad (III.27)$$

$$K_{cte} = (1 - A_{e3}/A_3)^2 \quad (III.28)$$

Donde  $\sigma_c$  es el factor de contracción que se obtiene a partir de la siguiente correlación y el parámetro  $\sigma_{21} = \frac{A_2}{A_1}$ :

$$\sigma_c = 0.61375 + 0.13318\sigma_{21} - 0.26095\sigma_{21}^2 + 0.51146\sigma_{21}^3 \quad (III.29)$$

El área efectiva  $A_{e3}$  corresponde al área frontal de los haces de tubos del intercambiador de calor si está instalado horizontalmente. En el caso de que esta disposición sea del tipo “A-frames” corresponde al área frontal de los haces proyectada. Basándose en las condiciones del intercambiador de calor, las expresiones (III.27) y (III.28) quedan de la siguiente forma:

$$K_{ctche} = \left(1 - \frac{2}{\sigma_c} + \frac{1}{\sigma_c^2}\right) \left(\frac{\rho_{a34}}{\rho_{a1}}\right) \left(\frac{A_{fr}}{A_3}\right)^2 \quad (III.30)$$

$$K_{ctehe} = \left(1 - \frac{A_{e3}}{A_3}\right)^2 \left(\frac{\rho_{a34}}{\rho_{a1}}\right) \left(\frac{A_{fr}}{A_3}\right)^2 \quad (III.31)$$

Para un intercambiador de calor situado verticalmente alrededor de la torre las expresiones son similares y se explican a continuación.

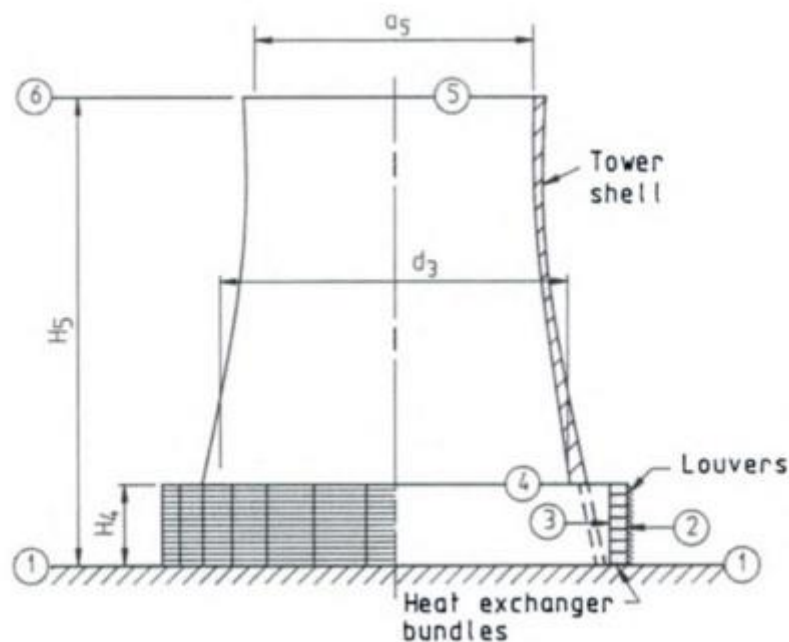


Fig. III.11. Torre de tiro natural con intercambiador de calor situado verticalmente.

La temperatura media del aire de entrada se puede calcular de la siguiente forma:

$$T_{a2} = T_{a1} - \frac{0.00975H_4}{2} \quad (III.32)$$

La ecuación de transferencia de calor por lo tanto más relevante toma la siguiente forma:

$$Q = m_a C_{pa} (T_{a3} - T_{a2}) = m_w C_{pw} (T_{wi} - T_{wo}) \quad (III.33)$$

$$Q = \frac{UAF_T [(T_{wi} - T_{a3}) - (T_{wo} - 2)]}{\ln \left[ \frac{(T_{wi} - T_{a3})}{(T_{wo} - T_{a2})} \right]} \quad (III.34)$$

Y la ecuación de pérdidas correspondiente:

$$\begin{aligned} p_{a1} & \left[ \left\{ 1 - 0.00975 \frac{H_4}{2T_{a1}} \right\}^{3.5} \left\{ 1 - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a3}} \right\}^{3.5} \right. \\ & \left. - \left( 1 - \frac{0.00975 H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} \right] \\ & = \frac{(K_{il} + K_{ctc} + K_{he} + K_{ctc} + K_{cte} + K_{ct})_{he} \left( \frac{m_a}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{a23}} \{ 1 \\ & - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a3}} \}^{3.5} + (a_{e5} \\ & + K_{to}) \left( \frac{m_a}{A_5} \right)^2 / 2\rho_{a5} \quad (III.35) \end{aligned}$$

Donde  $K_{il}$  es la pérdida por la persiana basada en  $A_{fr}$ .

La distribución de la velocidad a la salida de este tipo de torres es menos uniforme que en los casos en los que el intercambiador está situado horizontalmente. Un factor de corrección de la distribución de velocidad toma en cuenta este efecto y se puede determinar a partir de la siguiente correlación:

$$a_{e5} = 1.004 + 5.8 \left( \frac{d_5}{d_3} \right)^9 + \left[ 0.007 + 0.043 \left( \frac{d_5}{d_3} \right)^{2.5} \right] Fr_D^{-1.5} \quad (III.36)$$

El coeficiente de pérdidas a la salida toma la siguiente forma:

$$K_{to} = -0.129 \left( Fr_D \frac{d_5}{d_3} \right)^{-1} + 0.0144 \left( Fr_D \frac{d_5}{d_3} \right)^{-1.5} \quad (III.37)$$

Siendo válida esta expresión siempre que  $1/Fr_D \leq 3$ ,  $0.49 \leq d_5/d_3 \leq 0.69$  y  $5 \leq K_{he} \leq 40$ .

Si los haces de tubos del intercambiador de calor están situados como deltas en forma de "A-frames", se sustituye  $K_{he}$  por  $K_{he\theta}$ . Todos los coeficientes hay que evaluarlos en las condiciones del intercambiador de calor, de la misma forma que la mostrada para las torres con la disposición horizontal.

La densidad del aire a la salida de la torre en este caso:

$$\rho_{a5} = \frac{p_{a6}}{[R\{T_{a3} - 0.00975(H_4/2 - H_5)\}]} \quad (III.38)$$

### **III.3. Intercambiadores de calor**

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, es necesario que el calor se transfiera de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha función. Un conocimiento básico de los componentes mecánicos de estos intercambiadores y su funcionamiento es fundamental para entender sus diferentes usos.

El diseño de los intercambiadores de calor requiere la selección de la ubicación de intercambiador de calor, así como el diseño de los tubos con aletas dentro de los haces. La disposición de intercambiador de calor debe ser diseñada para reducir al mínimo la caída de presión en el aire que fluye al mismo tiempo que maximiza la transferencia de calor.

Los haces pueden estar situados tanto verticalmente alrededor de la circunferencia de la torre u horizontalmente dentro de la boca de la torre.

Las disposiciones más comunes que suelen tomar los intercambiadores de calor dentro de una torre seca son las siguientes:

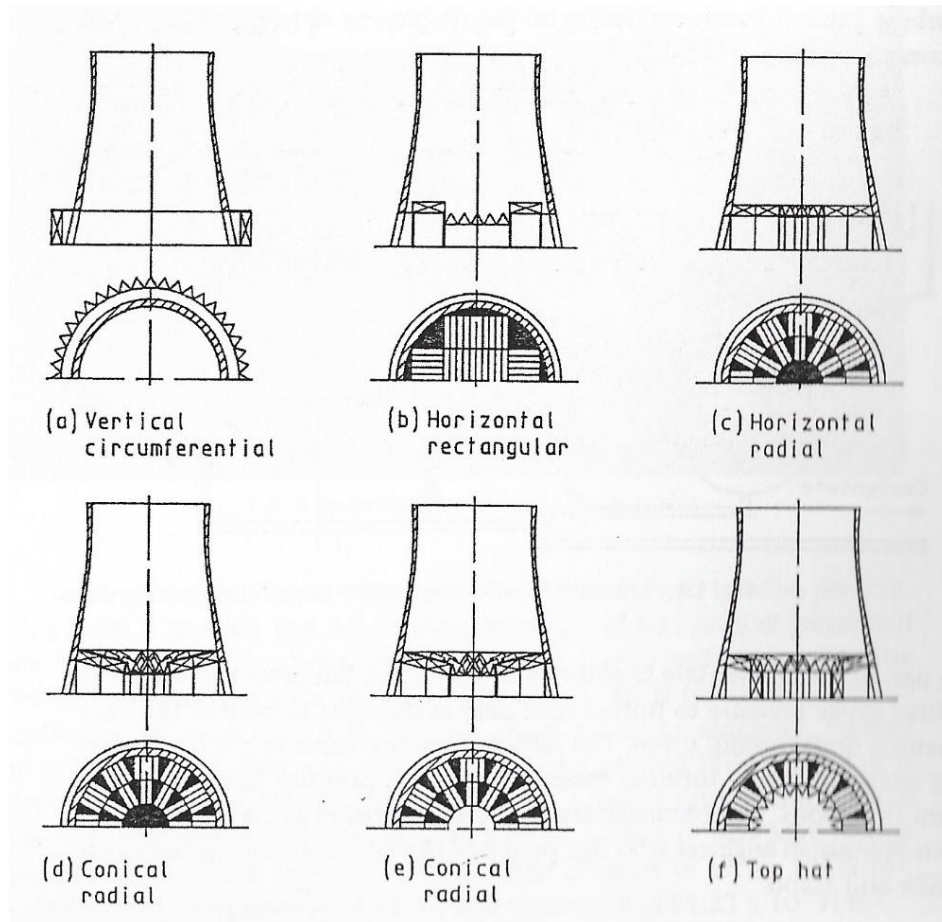


Fig. III.12. Disposiciones del intercambiador de calor en torres de refrigeración secas.



Fig. III.13. Disposición inclinada típica en torres de refrigeración secas (A-frames).



La diferencia de rendimiento térmico entre las diversas disposiciones del intercambiador de calor es mínima cuando se considera un flujo dimensional de aire a través de la torre. Solamente cuando se considera el efecto del viento cruzado en la torre la diferencia en el rendimiento es importante [21], de ahí la importancia del estudio que se va a realizar con este nuevo modelo teórico.

Kröger [20] propone una expresión analítica para calcular las pérdidas en el intercambiador de calor para determinar la resistencia al flujo de aire. La ecuación propuesta por Kröger equivale a las resistencias al flujo por la caída de presión a medida que aumenta la altura, ecuación (III.8).

El objetivo de esta parte del capítulo es presentar los intercambiadores de calor y describir su funcionamiento de manera básica. Los tipos de intercambiadores de calor se clasifican en función del flujo: flujo paralelo, a contraflujo y en flujo cruzado. En nuestro caso, para torres de refrigeración secas, siempre van a usarse los intercambiadores de calor en flujo cruzado y sin mezcla de fluidos, por lo que nos centraremos en este tipo.

Se clasifican a su vez también en intercambiadores de paso simple, de múltiples pasos, intercambiador de calor regenerador e intercambiador de calor no regenerativo.

Como se ha mencionado, un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. En las torres de refrigeración secas la razón principal del uso de los intercambiadores de calor es la siguiente:

- Reducir la temperatura de un fluido (agua) mediante un fluido con menor temperatura (aire).

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener presente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido

con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

*Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)*

Con el fin de determinar cuánto calor es transferido desde el fluido caliente (aire) al fluido frío (agua), se debe determinar una expresión para la diferencia de temperaturas media logarítmica:

$$dQ = U(T_h - T_c)dA \quad (III.39)$$

Donde:

U es el coeficiente global de transferencia de calor referida al área del tubo.

h es la referencia al fluido caliente.

c es la referencia al fluido frío.

Para el análisis, el coeficiente global de transferencia de calor se puede considerar constante. En casos prácticos, es una aproximación razonable. En los casos donde los efectos de entrada y los cambios significativos en las propiedades físicas sean considerables, se requeriría una integración paso a paso de la ecuación anterior.

El calor transferido también puede expresarse de la siguiente manera:

$$dQ = -m_h C_{ph} dT_h = m_c C_{pc} dT_c \quad (III.40)$$

Desarrollando esta ecuación obtenemos:

$$dT_h - dT_c = -dQ \left( \frac{1}{m_h C_{ph}} + \frac{1}{m_c C_{pc}} \right) \quad (III.41)$$

Sustituyendo la ecuación III.39 en la ecuación III.41:

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left( \frac{1}{m_h C_{ph}} + \frac{1}{m_c C_{pc}} \right) dA \quad (III.42)$$

Asumiendo que las propiedades físicas son constantes, la ecuación puede ser integrada entre la entrada (1) y salida (2) del intercambiador:

$$\ln\left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right) = -UA\left(\frac{1}{m_h C_{ph}} + \frac{1}{m_c C_{pc}}\right) \quad (III.43)$$

Y la ecuación III.40 también:

$$Q = -m_h C_{ph}(T_{h2} - T_{h1}) = m_c C_{pc}(T_{c2} - T_{c1}) \quad (III.44)$$

Sustituyendo los valores de “mC<sub>p</sub>” de la ecuación anterior en la ecuación (III.44) obtenemos:

$$Q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right)} = UA \Delta T_{lm} \quad (III.45)$$

Donde:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}}\right)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (III.46)$$

Esta expresión es válida para flujo a contracorriente generalmente y flujo paralelo.

Los intercambiadores de calor para torres de enfriamiento de aire en flujo cruzado son los usados para las torres de refrigeración secas. Un ejemplo de estos intercambiadores se muestra a continuación, donde el agua circula por los tubos mientras que el aire que refrigera el aire atraviesa los haces de tubos. En estos intercambiadores el agua (fluido caliente) que circula por los tubos separados del haz se dice que no está mezclado. La corriente de aire, que puede moverse libremente a medida que fluye a través del haz, se dice que está mezclada. Condiciones de no mezcla también se producen cuando ambas corrientes se limitan a canales específicos, como en el intercambiador de calor de tubos de aletas mostrado en la figura III.14.

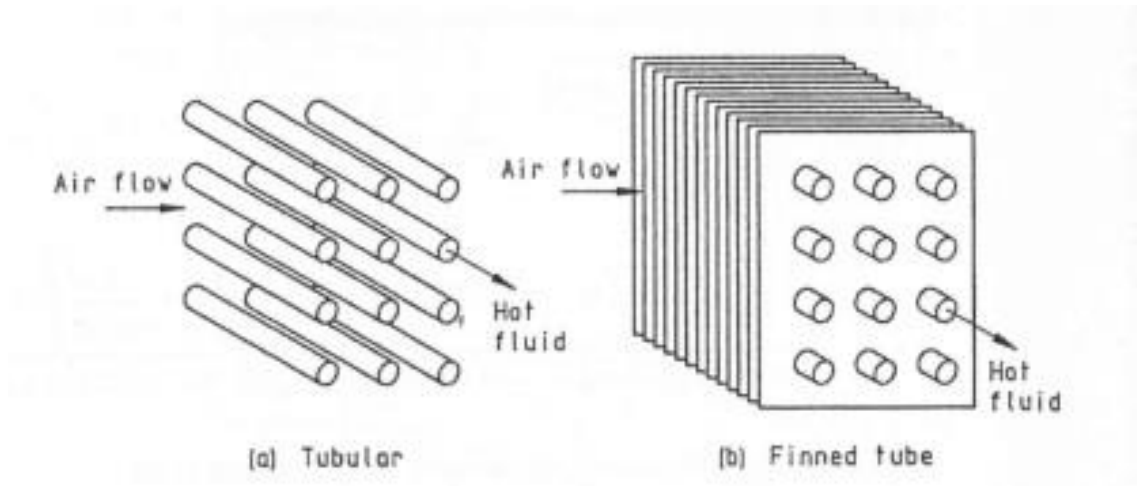


Fig. III.14. Intercambiadores de calor sin aletas (a) y con aletas (b).

Para intercambiadores de calor en flujo cruzado con flujos mezclado y no mezclado, el desarrollo matemático anterior es válido salvo porque hay que modificarlo con una corrección mediante un factor,  $F_T$ , determinado en función de la disposición de los tubos.

Por tanto, la ecuación de transferencia de calor toma la siguiente forma:

$$Q = UAF_T\Delta T_{lm} \quad (III.47)$$

Para determinar este factor de corrección, se usan varios parámetros que nos van a permitir obtener su valor:

$$P = \frac{T_{2out} - T_{2in}}{T_{1in} - T_{2in}} \quad (III.48) \quad ; \quad R = \frac{C_c}{C_h} = \frac{m_c C_{pc}}{m_h C_{ph}} = \frac{\Delta T_h}{\Delta T_c} \quad (III.49)$$

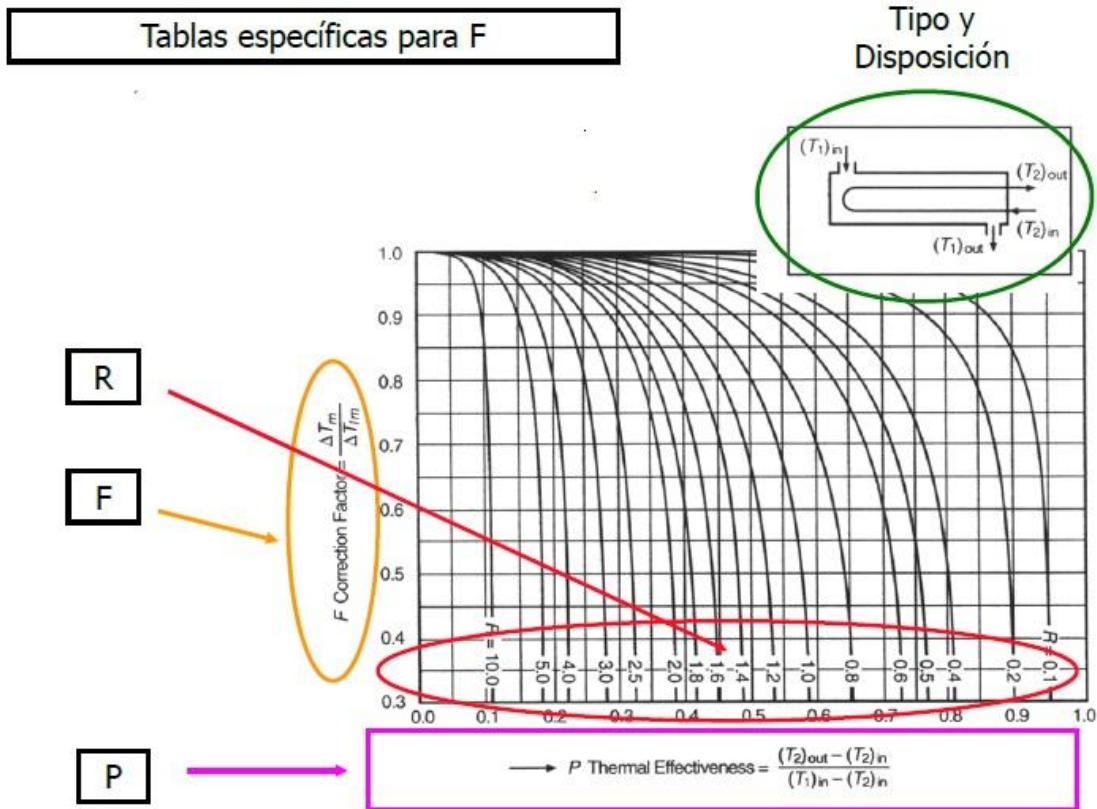


Fig. III.15. Tablas específicas para F.

A continuación, se muestran los diferentes métodos para evaluar el factor de corrección de temperatura según la disposición del haz de tubos.

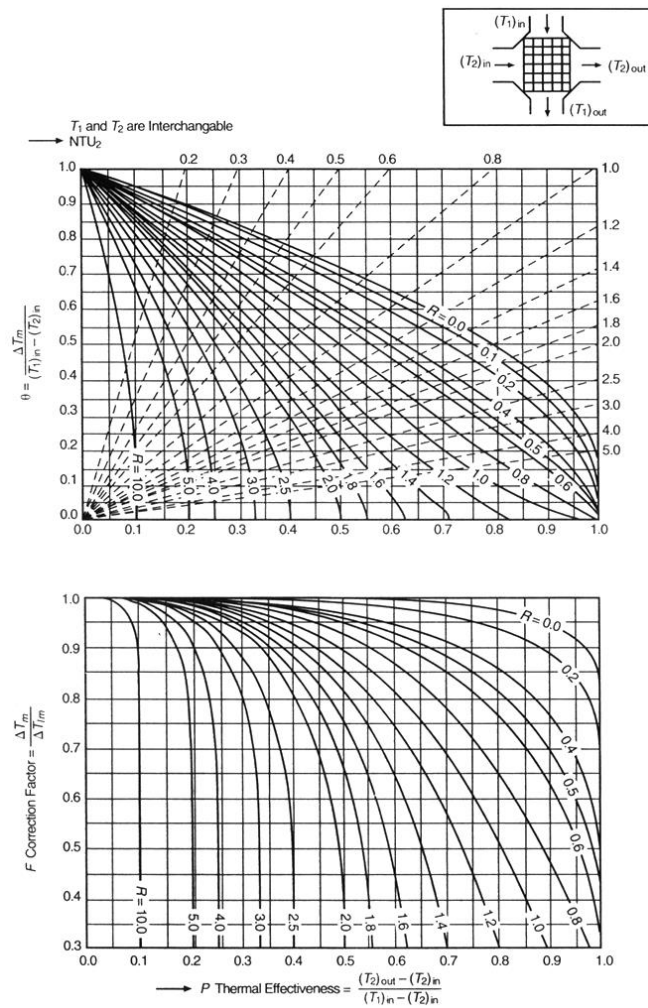


Fig. III.16. Flujo cruzado fluidos no mezclados

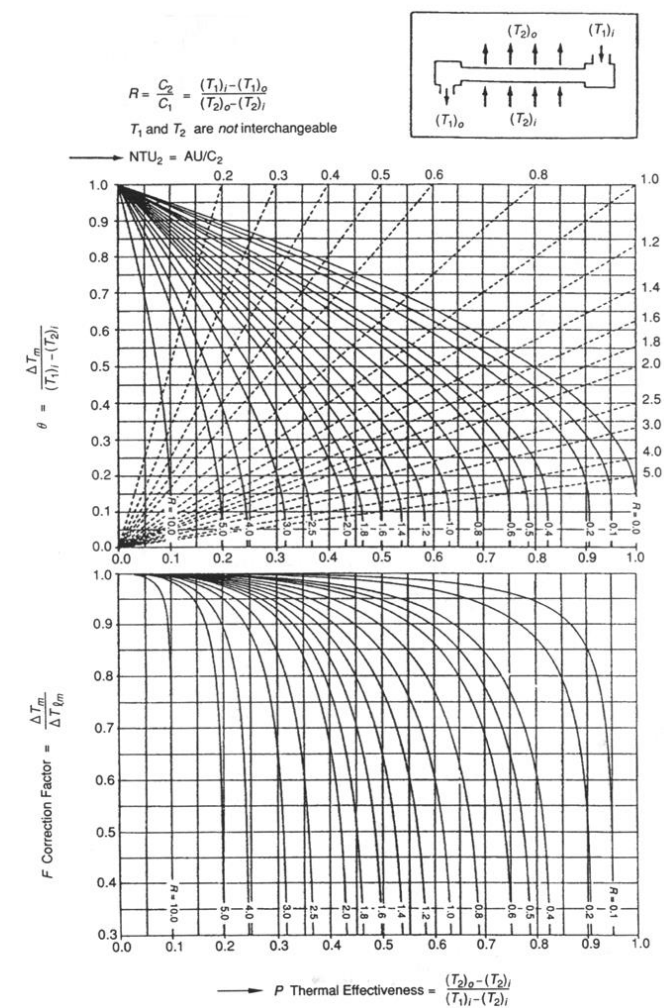


Fig. III.17. 1 Fila 1 Paso No mezclado

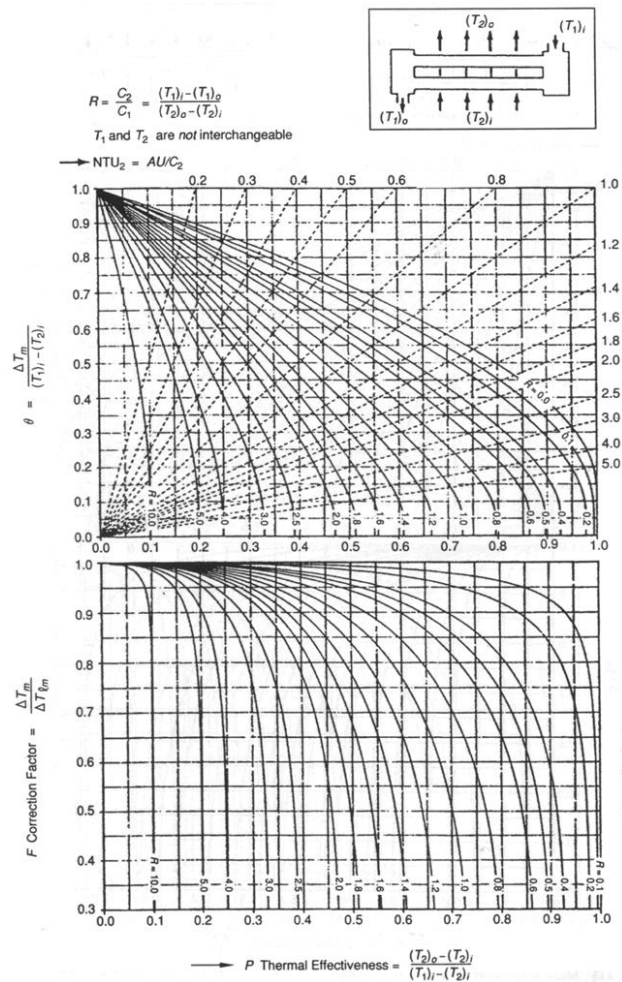


Fig. III.18. 2 Filas 1 Paso No mezclado entre pasos.

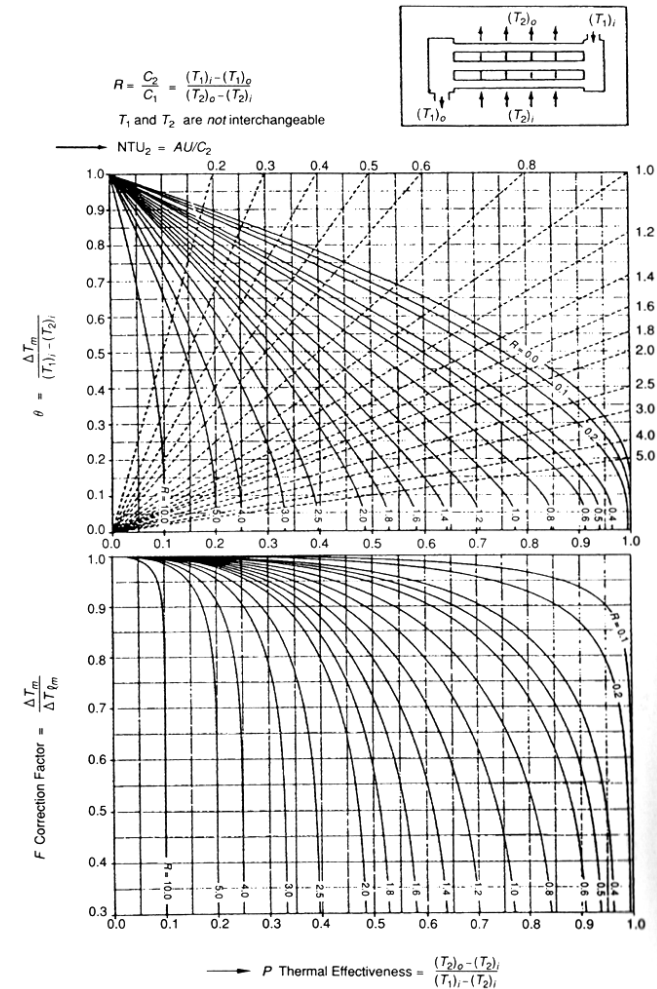


Fig. III.19. 3 Filas 1 Paso No mezclado entre pasos.

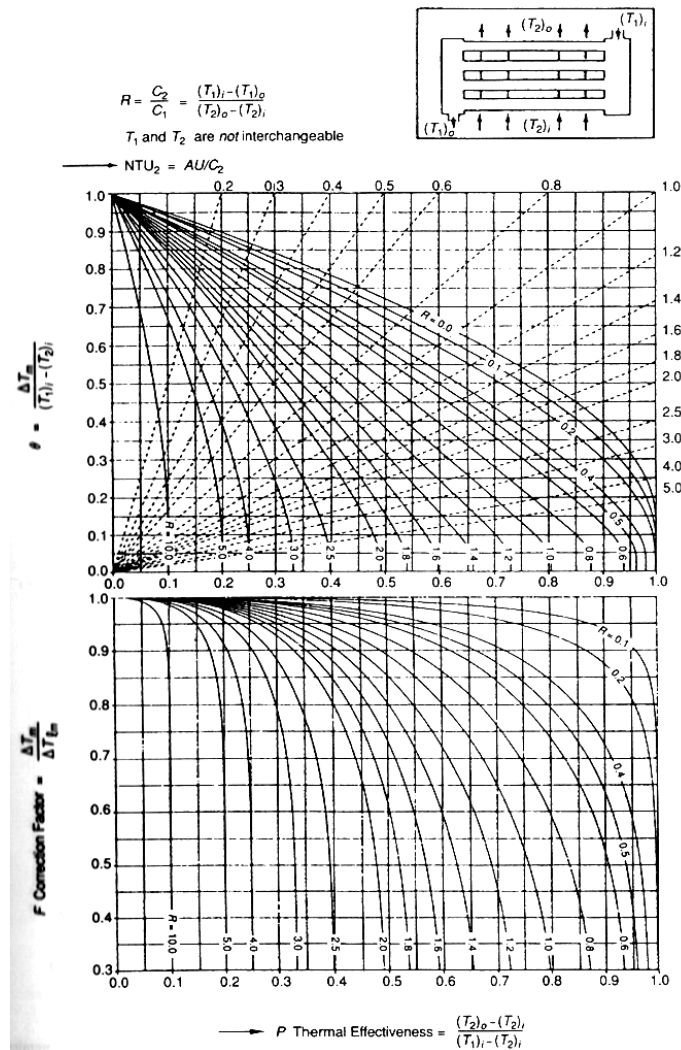


Fig. III.20. 4 Filas 1 Paso No mezclado entre pasos.

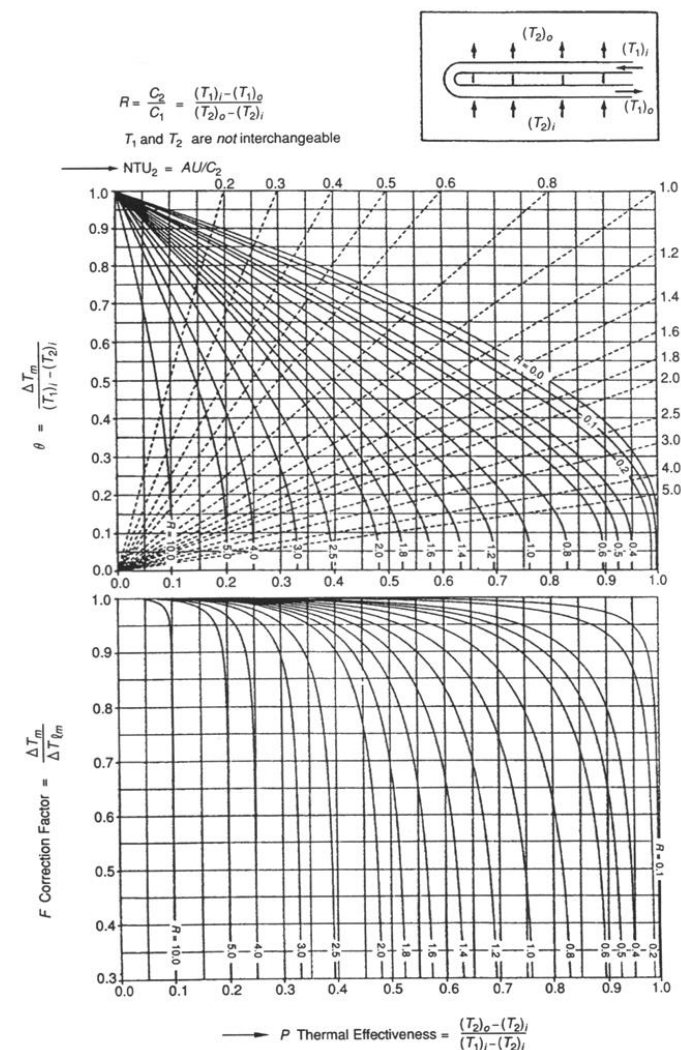


Fig. III.21. 2 Filas 2 Pasos No mezclado entre pasos.



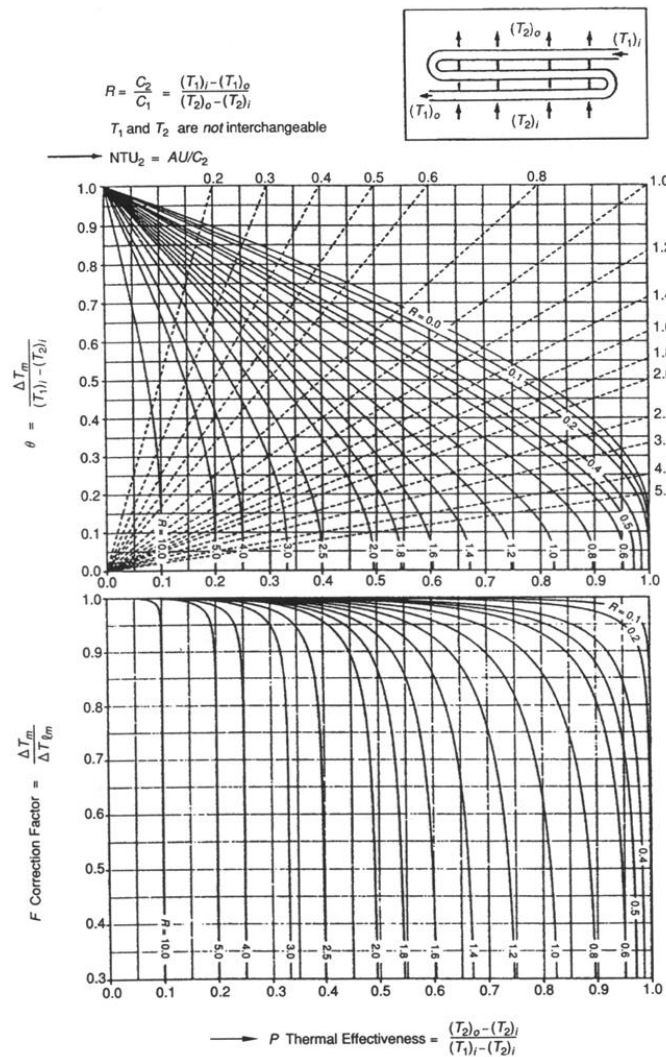


Fig. III.22. 3 Filas 3 Pasos no mezclado entre pasos.

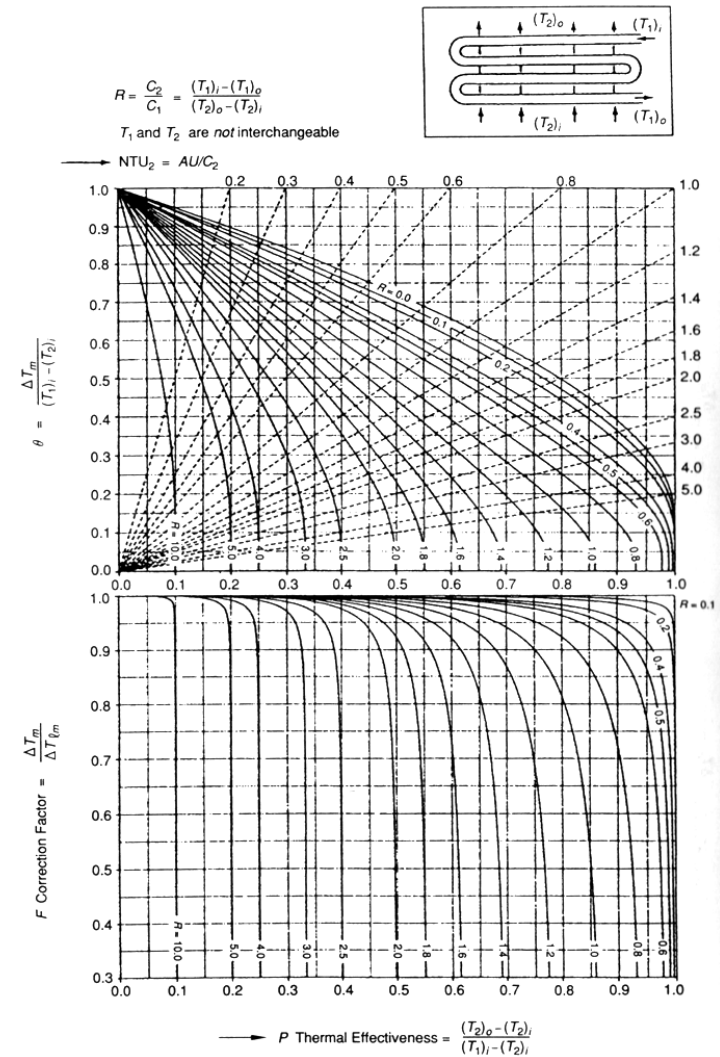


Fig. III.23. 4 Filas 4 Pasos No mezclado entre pasos.

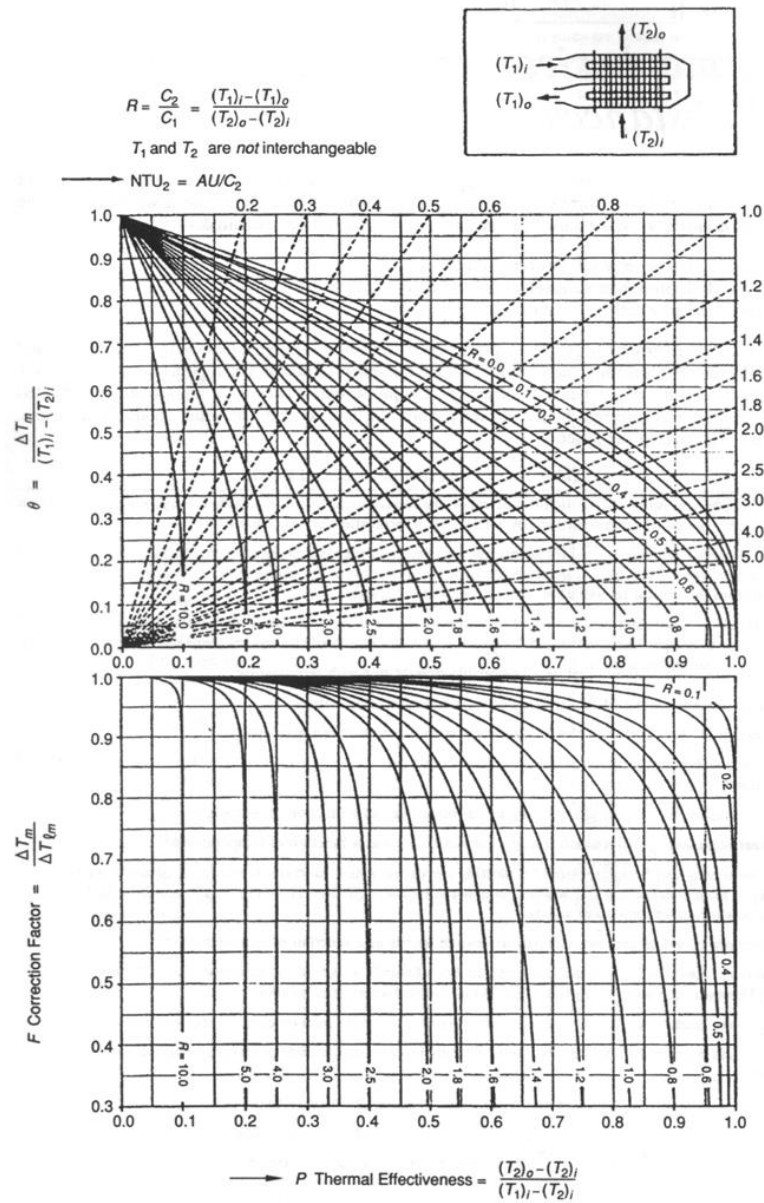


Fig. III.24. 4 Filas 2 Pasos por cada 2 filas no mezclado entre pasos.

Cuando nos enfrentamos a un problema de diseño, normalmente las temperaturas de salidas y el calor transferido deben ser obtenidos iterativamente. Para evitar esto, existe el método  $\varepsilon$ -NTU.

#### Método $\varepsilon$ -NTU.

Este método es válido cuando variables distintas de la corriente de aire se conocen. Además, este método hace posible comparar varios tipos de intercambiadores de calor de manera que podemos seleccionar uno en función de las condiciones que se deseen.

La eficiencia del intercambiador de calor es definida como el parámetro de transferencia de calor actual comparada con el parámetro de máxima de transferencia de calor posible. Este máximo, se obtiene en un intercambiador de calor a contraflujo de área de transferencia de calor infinita donde la temperatura de salida del fluido frío es igual a la de entrada del fluido caliente. Este efecto produce que no existan pérdidas al ambiente, cuando  $m_c C_{pc} < m_h C_{ph}$  o la temperatura de salida del fluido caliente es igual a la temperatura de entrada del frío y  $m_h C_{ph} < m_c C_{pc}$ .

Hay que recordar que las diferentes expresiones de la eficiencia de la figura III.25. son solo válidas para un coeficiente global de transferencia de calor “U” constante.

$$N = NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (III.50) \quad ; \quad C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (III.51)$$

Donde “C” es un parámetro dependiente del fluido al que se refiera (al más caliente “h” o al frío “c”) que toma la siguiente forma:

$$C = mC_p \quad (III.52)$$

De esta tabla podemos ver que para flujo cruzado podemos obtener diferentes expresiones de la eficiencia dependiendo de las condiciones a las que esté sometido el intercambiador de calor.

Flow geometry	Relation
Parallel flow	$e = \frac{1 - \exp[-N(1 + C)]}{(1 + C)}$
Counterflow	$e = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]}$
Counterflow, $C = 1$	$e = \frac{N}{N + 1}$
Crossflow with both streams unmixed	$e = 1 - \exp\left[N^{0.22}\left\{\exp(-CN^{0.78}) - 1\right\}/C\right]$
Crossflow with both streams mixed	$e = \left[\frac{1}{1 - \exp(-N)} + \frac{C}{1 - \exp(-NC)} - \frac{1}{N}\right]^{-1}$
Crossflow with $C_{\max}$ mixed, $C_{\min}$ unmixed	$e = [1 - \exp\{-C(1 - \exp(-N))\}]/C$
Crossflow with $C_{\max}$ unmixed, $C_{\min}$ mixed	$e = 1 - \exp[-\{1 - \exp(-NC)\}/C]$
All exchangers with $C = 0$	$e = 1 - \exp(-N)$

Fig. III.25. Relaciones de eficiencia según el tipo de intercambiador de calor.

No obstante, siendo el intercambiador de calor una parte fundamental de las torres de refrigeración secas de tiro natural, como veremos en el modelo teórico propuesto y como decía Moore [21] el rendimiento de la torre se ve afectado considerablemente bajo el efecto del viento cruzado y no dependiendo de la disposición del intercambiador de calor.

### **III.4. Efecto del viento en las torres de refrigeración secas de tiro natural**

El método propuesto en el capítulo siguiente, permite analizar el rendimiento de una torre de refrigeración seca de tiro natural en función del viento y de la temperatura ambiente. Por ello, es interesante saber los efectos del viento sobre estas torres estudiados hasta la fecha por diferentes investigadores.

Las torres de refrigeración de tiro natural sujetas a los vientos cruzados sufren un aumento de la temperatura del agua al aumentar la velocidad del viento para una cesión de calor dada.

Las torres de refrigeración secas tienen tendencias similares a los encontrados en torres de refrigeración húmedas. En una torre seca, el aumento de la temperatura del agua de salida o la diferencia entre esta temperatura y la del aire ambiente que entra a la torre puede expresarse de la siguiente manera:

$$\Delta T_{wo} = \Delta(T_{wo} - \Delta T_{ai}) = (T_{wo} - T_{ai})_w - (T_{wo} - T_{ai}) \quad (III.53)$$

Donde el subíndice “w” indica temperaturas durante condiciones con viento, y sin subíndice indica temperaturas durante condiciones sin viento.

A continuación, se muestra la variación de la diferencia de temperaturas en función del viento cruzado en las siguientes torres reales:

- Planta de potencia Gagarin en Visonta (Hungría).
- Planta de potencia de Razdan (Armenia).
- Planta de potencia de Grootvlei (Sudáfrica).

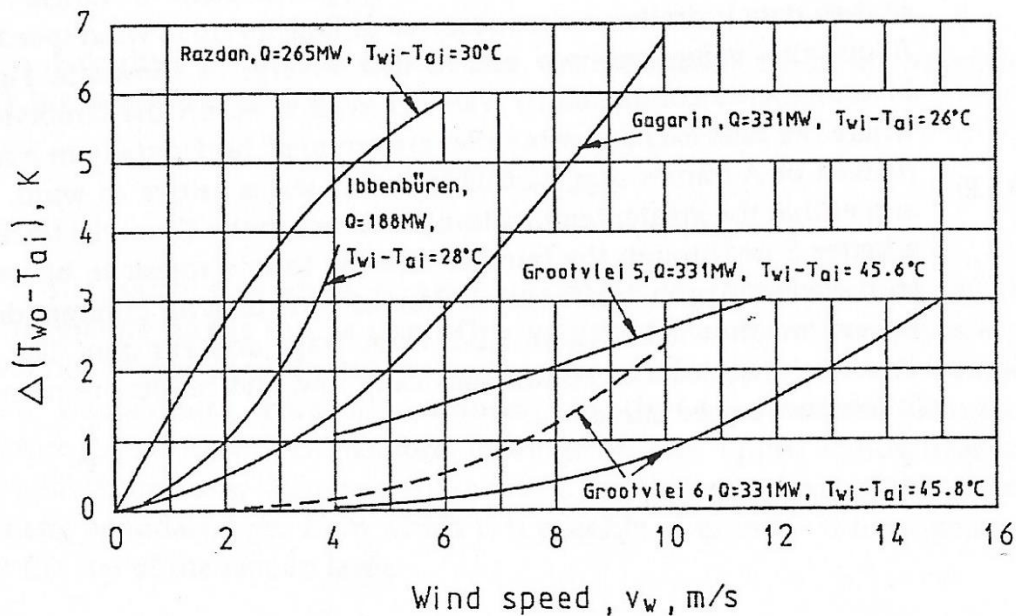


Fig. III.26. Incremento de la temperatura del agua debido al viento

Las mediciones en las torres de Grootvlei, donde los haces de los intercambiadores de calor están dispuestos horizontalmente en un patrón rectangular, sugieren que esta disposición es menos sensible al viento. La mayor diferencia de temperaturas en las torres de Grootvlei asegura un mayor flujo a través de los haces y las torres parecen afectadas en menor medida por el viento.

Las torres con el intercambiador de calor colocado horizontalmente, son menos sensibles a los vientos en comparación con otras torres que tienen el intercambiador de calor situado verticalmente. La razón de esta sensibilidad inferior se atribuye al hecho de que estas torres son más altas y logran un mejor flujo y una mayor velocidad de aire a salida de la torre.

Generalmente, la dispersión en los datos de ensayo disponibles puede ser debida a un número de factores que incluyen:

- Aire frío de entrada a bajas velocidades de viento.
- Variaciones en la velocidad del viento.
- Variaciones en la dirección del viento.
- Variaciones en el perfil del viento.
- Inversiones del viento.
- Cambios en la temperatura ambiente.
- Cambios en el calor disipado.

El efecto del viento sobre el rendimiento de una torre seca de enfriamiento puede ser predicho empleando la distribución de la presión externa cerca de la base de la carcasa de la torre. Cuando un fluido fluye a través de un cilindro, la presión estática varía circunferencialmente. Un coeficiente de presión estática correspondiente lo define como:

$$C_p = \frac{p_\theta - p_\infty}{\frac{\rho_\infty v_\infty^2}{2}} \quad (\text{III.54})$$

Donde  $p_\theta$  es la presión local estática y las demás variables están referidas a las condiciones ambientales lejos del cilindro.

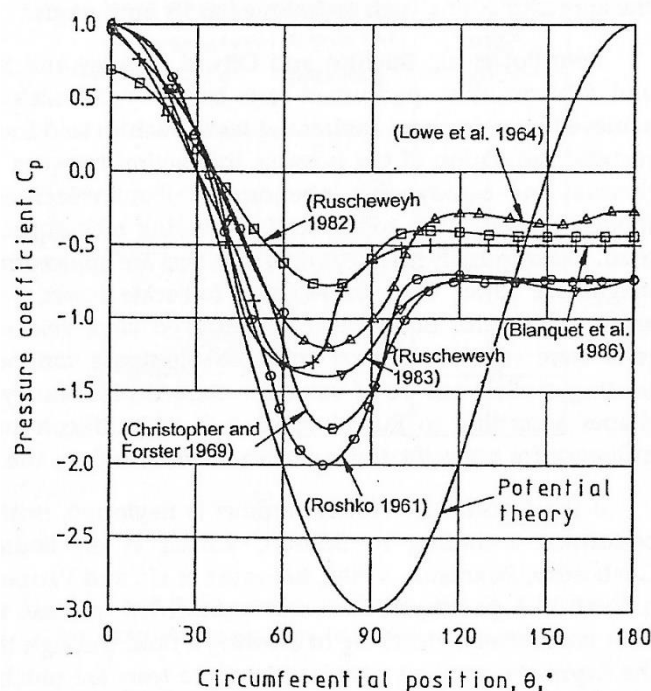


Fig. III.27. Distribución de presiones circunferencialmente en la torre

Para analizar el problema, la torre se divide circunferencialmente en un número arbitrario de sectores. Las ecuaciones de energía de enfriamiento de la torre y el análisis se aplican a cada sector. La presión ambiental se modifica para cada sector mediante la introducción del coeficiente de presión local correspondiente. Por último, se añade la contribución de todos los sectores para dar la cesión de calor de la torre.

En el punto donde el viento golpea la torre perpendicularmente- punto de estancamiento- el coeficiente de presión tiene un valor máximo, y la presión total en este punto es mayor que la presión ambiente. El flujo de aire de refrigeración será mayor y tenderá a fluir a través de los

intercambiadores de calor situados en este punto más fácilmente que en otros lugares. Esto es cierto en torres con los haces de los intercambiadores de calor dispuestos verticalmente alrededor de la base de la torre.

Ignorando cualquier perfil de viento, la influencia del viento inducido por las distorsiones del flujo de aire a través de los haces de tubos situados verticalmente en forma de deltas alrededor de la base de la torre, y los efectos a la salida de la torre. De todos modos, este método predice satisfactoriamente la reducción de rendimiento debida al viento cruzado.

Para cuantificar la influencia del viento de la velocidad de flujo de masa de aire a través de la torre, hay que definir los coeficientes de presión para la entrada  $C_{pi}$ , y la salida  $C_{po}$  en términos de la diferencia de presión estática entre la garganta de la torre y el ambiente.

$$C_{pi}, C_{po} = \frac{\Delta p_w - \Delta p}{\frac{\rho_w v_w^2}{2}} \quad (III.55)$$

Donde  $\Delta p_w$  es la diferencia de presión estática con viento y  $\Delta p$  la diferencia de presión estática sin viento. El gasto de aire y el flujo a través de la torre es el mismo en ambos casos.

Se toman el mismo parámetro  $d_i/H_i$  y, excepto para la disposición vertical de los intercambiadores de calor, un valor fijo de coeficiente de pérdidas del intercambiador de calor. Se mantiene una distribución uniforme de la velocidad del viento, y se supone que esto era representativo del valor medio de un perfil típico de viento. La distribución de la velocidad a través del intercambiador de calor se mide en presencia de un viento cruzado, y una corrección del coeficiente de transferencia de calor del lado de aire correspondiente se define para tener en cuenta la reducción en la transferencia de calor debido a la distorsión del flujo de aire.

Mediante el empleo de los resultados de estas mediciones se evalúa la influencia de los vientos en el funcionamiento de las distintas torres de refrigeración. Du Preez y Kroger [20] realizaron pruebas similares al modelo pero extendiendo la investigación para incluir los siguientes factores:

- Los efectos debidos a la sección de entrada cónica de la torre.
- Una gama de resistencias de flujo del intercambiador de calor.
- Diferente diámetro de entrada al correspondiente a las relaciones de altura,  $d_i/H_i$ .



- Los efectos debidos a los soportes de la torre.
- La distribución de la velocidad del viento.
- Las diferentes tasas de flujo de aire a través de la torre.

La influencia de la distribución del flujo de aire distorsionado a través del intercambiador de calor fue tomada en cuenta más rigurosamente. De todos modos, sus pruebas estaban limitadas a casos donde los haces del intercambiador de calor estuviesen colocados horizontalmente y con toda el área de la sección transversal de entrada de la torre cubierta. Esta disposición no es típica en cualquier torre de refrigeración donde los haces están instalados normalmente en forma de deltas que cubren solo una parte de la sección transversal total disponible.

Debido a la influencia de los diferentes parámetros en el valor del coeficiente de presión en la entrada, no es posible encontrar una correlación simple para  $C_{pi}$ . La siguiente relación dada para torres cilíndricas es compatible si se acepta la influencia de los soportes de la torre, la forma del perfil del viento y el ángulo de inclinación de la carcasa de la torre. Entonces, el valor de  $C_{pi}$  varía linealmente entre los valores para los cuales fueron hechas las pruebas:

$$\begin{aligned}
C_{pi} = & \left[ -0.57 + 0.0503 \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right)^{0.8} \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^{-0.64} - \frac{1.2}{\exp \left( 2.4 \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right) \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^{-0.8} \right)} \right] \left[ 1 \right. \\
& \left. - \left\{ \frac{0.0067}{\exp(0.2K_{he})} \right\} \left\{ 40 - 6 \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right) \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^{-0.8} \right\} \right] \\
& + \left[ -0.6 + 0.01 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) \right. \\
& + 0.054 \left\{ -0.65 + 0.06 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) \right. \\
& + 0.1K_{he} \left( 0.23 - 0.039 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) + 0.001 \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^2 \right) \left. \left( 24 - \frac{v_{wo}}{v_m} \right) \right\} \\
& + \frac{\sin \left\{ \frac{\frac{v_{wo}}{v_m}}{1 + 0.17 \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right)} \right\}}{\exp \left\{ \frac{v_{wo}}{7v_m} + 0.2 \left( 15 - \frac{d_i}{H_i} \right) + \frac{K_{he}}{20} \right\}} \left. \right] (1 - 0.978K_{tse}) \{ 1 \\
& - (0.003x2\theta_c + 2b + 0.027x2\theta_cxb) \} \quad (III.56)
\end{aligned}$$

Para:

$$5 \leq \frac{d_i}{H_i} \leq 15; 0 \leq K_{he} \leq 30; 0 \leq \frac{v_{wo}}{v} \leq 24; 0 \leq b \leq 0.2;$$

$$0 \leq 2\theta_c \leq 24^\circ; 0 \leq K_{tse} \leq 1.02$$

La velocidad del viento  $v_{wo}$ , está referida a la velocidad del viento en el punto más alto de la torre.  $K_{he}$  es el valor del coeficiente de pérdidas de los intercambiadores de calor obtenido para una  $R_y$  arbitraria de  $2 \times 10^5$ . La velocidad media de la corriente que circula a través de los tubos del intercambiador es  $v_m$ . El coeficiente efectivo de pérdidas de los soportes de la torre,  $K_{tse}$  es definido como la suma de las pérdidas  $K_{ts}$  de los diferentes soportes en la base circunferencial de entrada de la torre. Además, “b” es el valor del exponente en la ley de potencia usada para aproximar el perfil de velocidades.

Como el coeficiente de pérdidas por soportes de la torre,  $K_{tse}$ , es próximo a 1.02, el segundo término de la ecuación se convierte en cero. Esto implica que, bajo estas condiciones,  $C_{pi}$  es independiente del perfil de

viento y del ángulo de la contracción de la carcasa de la torre. El rango de aplicación de la ecuación puede ser extendido a valores de  $K_{he} > 30$  si  $K_{tse}$  es próximo a su valor límite máximo.

El efecto del viento a la salida de la torre ha sido estudiado por muchos investigadores, como Kröger [20] entre otros. Un dibujo cualitativo del flujo a la salida de la torre en presencia de viento cruzado se muestra a continuación.

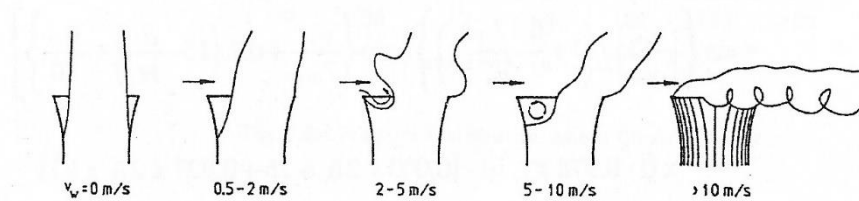


Fig. III.28. Flujo de aire de salida (penacho) en presencia de viento cruzado.

De acuerdo con Du Preez y Kroger [20], el coeficiente de presión a la salida de la torre se da por la siguiente relación experimental:

$$\begin{aligned}
 C_{po} = & -0.405 + 1.07 \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right)^{-1} \left( \frac{A_o}{A_t} \right)^{-1.65} \\
 & + 1.8 \log_{10} \left[ \left( \frac{v_{wo}}{2.7 v_m} \right) \left( \frac{A_o}{A_t} \right)^{1.65} \right] \left[ \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right) \left( \frac{A_o}{A_t} \right)^{1.65} \right]^{-2} \\
 & + \left[ -1.04 + 1.702 \left( \frac{A_o}{A_t} \right) \right. \\
 & \left. - 0.662 \left( \frac{A_o}{A_t} \right)^2 \right] \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right)^{-0.7} \quad (III.57)
 \end{aligned}$$

Para:

$$1.8 \leq \frac{v_{wo}}{v_m} \leq 24 \text{ si } \frac{A_o}{A_t} = 1; \quad 1.8 \leq \frac{v_{wo}}{v_o} \leq 12 \text{ si } \frac{A_o}{A_t} \neq 1;$$

$$0.893 \leq \frac{A_o}{A_t} \leq 1.232$$

Donde:

$A_o$  es la sección de salida de la torre.

$A_t$  es la sección de la garganta de la torre.

La ecuación no considera solo salidas cilíndricas, sino también geometrías convergentes y divergentes. Los coeficientes de entrada y salida de presión experimentales para condiciones de operación y geométricas definidas son comparados en el siguiente gráfico:

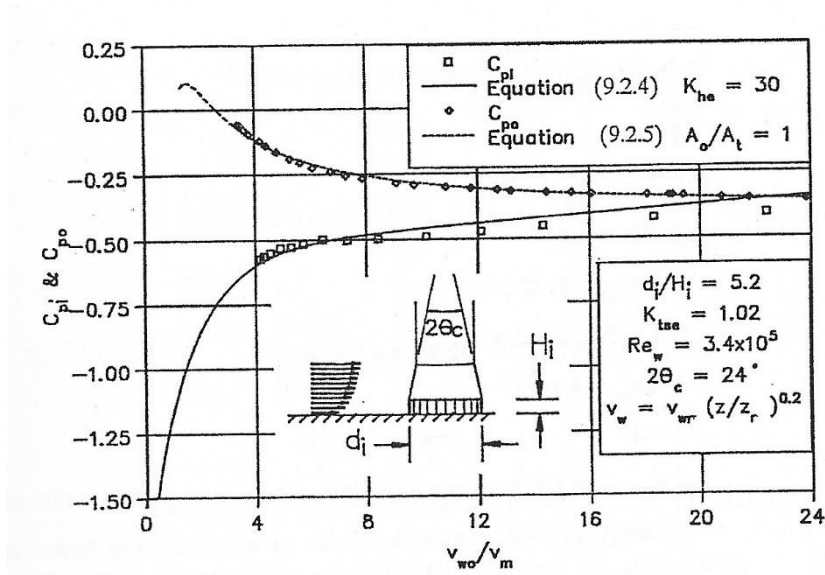


Fig. III.29. Coeficientes de entrada y salida de presión.

Tomando en consideración los coeficientes de presión a la entrada y la salida de la torre de refrigeración, la ecuación de pérdidas es la siguiente según Du Preez:

$$\begin{aligned}
p_{a1} & \left\{ 1 - 0.00975 \frac{(H_3 + H_4)}{2T_{a1}} \right\}^{3.5} \left\{ 1 - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_3}{2} - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a4}} \right\}^{3.5} \\
& - \left( 1 - \frac{0.00975 H_5}{T_{a1}} \right)^{3.5} ] - C_{po} \rho_{w6} v_{w6}^2 / 2 \\
& + 0.5 C_{pi} \rho_{w6} v_{w6}^2 \left\{ 1 - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_3}{2} - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a4}} \right\}^{3.5} \\
& = \frac{(K_{ts} + K_{ct} + K_{he})_{he} \left( \frac{m_a}{A_{fr}} \right)^2}{2 \rho_{a34}} \left\{ 1 - \frac{0.00975 \left( H_5 - \frac{H_3}{2} - \frac{H_4}{2} \right)}{T_{a4}} \right\}^{3.5} \\
& + \left( \frac{m_a}{A_5} \right)^2 / (2 \rho_{a5}) \quad (III. 58)
\end{aligned}$$

Para un flujo de aire uniforme a través de un flujo cruzado de viento, con un intercambiador de calor aleteado con dos o más pasos como es común en las torres de refrigeración seca, la transferencia de calor del intercambiador de calor en términos de eficacia relevante “e” (figura III.25) se expresa:

$$Q = e \rho v_m A_{fr} C_p (T_{wi} - T_{ai}) \quad (III. 59)$$

Donde las temperaturas están referidas a la entrada del agua y a la entrada del aire respectivamente.

Un viento cruzado distorsiona la velocidad del aire a través del intercambiador de calor. Como el viento aumenta, el flujo a través del intercambiador de calor se convierte cada vez más uniforme con la velocidad máxima del aire en el lado de sota-viento (La parte opuesta a aquella de donde viene el viento con respecto a un punto o lugar determinado) de la torre. En el lado de aguas arriba, el flujo de aire a través del intercambiador de calor se reduce debido a la separación del flujo en el borde de entrada de la carcasa. Hay que tener en cuenta que se producir flujo inverso. Un ejemplo de la distribución de la velocidad observada en un modelo de torre de refrigeración se muestra a continuación:

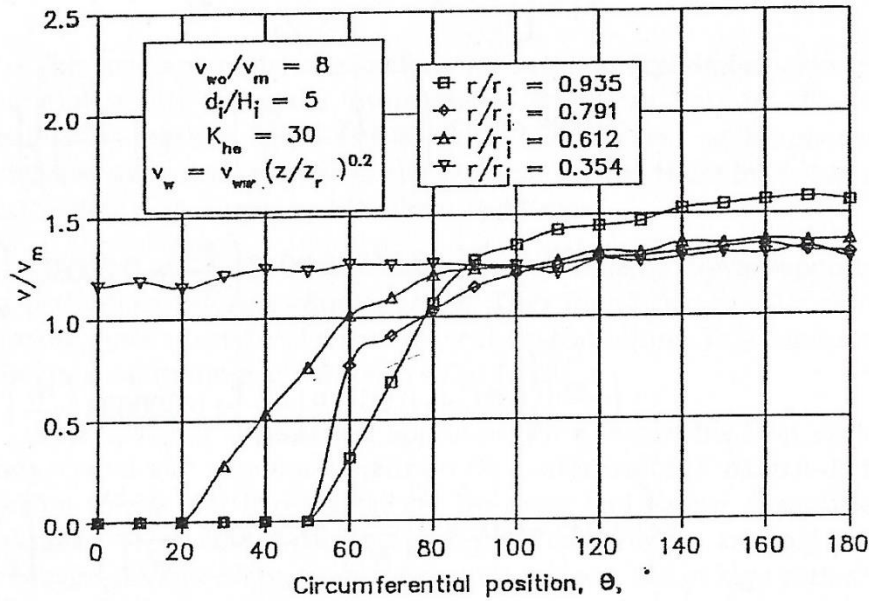


Fig. III.30. Distribución de velocidad según la posición en la torre.

El patrón de flujo de aire distorsionado y mal distribuido a través de los intercambiadores de calor reduce la tasa de transferencia de calor eficaz, que se puede expresar en función de un factor de corrección:

$$Q_e = \alpha_Q Q \quad (III.60)$$

Donde:

$$\alpha_Q = \int_{A_{fr}} \rho v C_p e * \frac{dA_{fr}}{\rho v C_p e} \quad (III.61)$$

En un intercambiador de calor, la eficacia "e" es función de "UA" y:

$$UA <> R_y^{b_{UA}} \quad (III.62)$$

Donde

$$b_{UA} = 0.45$$

Para torres de refrigeración seca.

La siguiente relación experimental para  $\alpha_Q$  es la siguiente:

$$\begin{aligned}
\alpha_Q = & \left[ 1 - \frac{\left(\frac{v_{wo}}{v_m}\right)^{3.6} \exp\left(-\frac{v_{wo}}{3.75v_m}\right) v_m^{0.576}}{3561} \right] \left[ 0.98 \right. \\
& + 0.02 \left\{ \exp\left(5.2 - \frac{d_i}{H_i}\right) + \exp\left(-\frac{v_{wo}}{v_m}\right) \right\} \\
& - (1.5 - 0.05K_{he}) \left[ \left\{ 0.013 - 0.0048 \left(\frac{d_i}{H_i}\right) + 0.000302 \left(\frac{d_i}{H_i}\right)^2 \right\} \right. \\
& + \left(\frac{v_{wo}}{v_m}\right) \left\{ 0.0134 - 0.00129 \left(\frac{d_i}{H_i}\right) + 0.000038 \left(\frac{d_i}{H_i}\right)^2 \right\} \\
& + \left\{ 0.0035 + 0.00206 \left(\frac{d_i}{H_i}\right) - 0.000085 \left(\frac{d_i}{H_i}\right)^2 \right\} \sin\left(\frac{v_{wo}}{1.9v_m}\right) \left. \right] \\
& - \left( 0.0053 - \frac{K_{he}}{9182} \right) (11.26 - 25.64b_{UA}) \left(\frac{v_{wo}}{v_m}\right) \quad (III.63)
\end{aligned}$$

Para:

$$5.2 \leq \frac{d_i}{H_i} \leq 15; 10 \leq K_{he} \leq 30; 0 \leq \frac{v_{wo}}{v_m} \leq 12; 0 \leq b \leq 0.2;$$

$$0 \leq K_{tse} \leq 1.02; 0.4 \leq b_{UA} \leq 0.5; 1 \leq v_m \leq 4 \text{ m/s}$$

Si  $\alpha_Q > 1$  en la ecuación (III.63), se asume  $\alpha_Q=1$ .

Para determinar el punto de operación de una torre de refrigeración seca sujeta a vientos cruzados, la densidad del aire en la torre debe ser conocida. Como la distribución de temperaturas del aire saliendo del intercambiador de calor no es uniforme y el grado de mezcla en la torre es desconocido, la densidad media no puede ser evaluada con precisión.

Un extremo sería asumir que justo encima de los intercambiadores de calor la mezcla es perfecta. Una temperatura de masa de aire se podría calcular pues de la siguiente manera:

$$T_{a4} = \frac{Q_e}{m_a C_{pa34}} + T_{a3} \quad (III.64)$$

El otro extremo sería asumir que la mezcla perfecta no ocurre. En este caso, la temperatura mínima de aire asociada con la velocidad del aire máxima a través del intercambiador de calor puede ser empleada para determinar el cálculo. Basándose en resultados experimentales, la velocidad máxima del aire a través del intercambiador de calor puede expresarse como:

$$\begin{aligned}
\frac{v_{max}}{v_m} = & 1.014 - 0.0095 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) + 0.0014 \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^2 \\
& + \left\{ -0.1265 + 0.0509 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) - 0.00245 \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^2 \right\} \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right) (1 \\
& - 0.26b) \\
& + \left[ -0.362 + 0.0865 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) - 0.00321 \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^2 \right. \\
& \left. + \left\{ 0.288 - 0.0572 \left( \frac{d_i}{H_i} \right) + 0.00242 \left( \frac{d_i}{H_i} \right)^2 \right\} \left( \frac{v_{wo}}{v_m} \right) \right] (1.5 \\
& - 0.05K_{he}) \quad (III.65)
\end{aligned}$$

Para:

$$\begin{aligned}
5.2 \leq \frac{d_i}{H_i} \leq 15; 10 \leq K_{he} \leq 30; 0 \leq \frac{v_{wo}}{v_m} \leq 12; 0 \leq b \leq 0.2; \\
0 \leq K_{tse} \leq 1.02
\end{aligned}$$

Este enfoque daría el rendimiento de la torre más pesimista. El punto de funcionamiento real de una torre de refrigeración estará en un punto entre los dos valores extremos obtenidos por el método anterior.

Con estas ecuaciones, se puede demostrar que el efecto del viento sobre el rendimiento de una torre de refrigeración particular, provoca una disminución de dicho rendimiento.



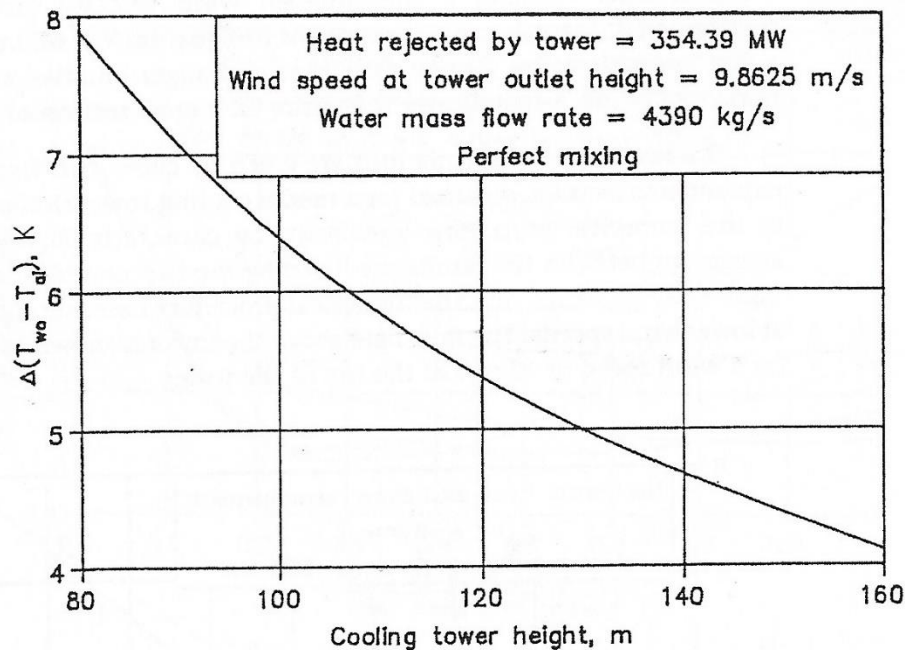


Fig. III.31. Variación de la diferencia de temperaturas con la altura de la torre.

Las ecuaciones empíricas anteriores se basan en los resultados experimentales, y la aplicabilidad es limitada. Resultados más útiles sólo se pueden obtener mediante la realización de pruebas en modelos más grandes y más detalladas o recurriendo a un amplio análisis numérico del problema como en los realizados por Du Preez y Kroger [20].

Du Preez y Kroger han estudiado la influencia de diferentes soportes de la torre en el rendimiento durante los periodos de mucho viento. Ellos encontraron que los soportes radialmente alargados tienen un efecto beneficioso en estas condiciones.

Mediante el empleo de un método numérico, el efecto de la disposición de intercambiador de calor y los muros cortavientos en el rendimiento de torres de refrigeración secas de tiro natural fue investigado por Du Preez y Kroger. Las coordenadas del cuerpo entallado, que casi coinciden con las coordenadas polares, se utilizan para definir la forma de una torre de enfriamiento en seco de tres dimensiones: 165 m de altura con una altura de entrada de 24,5 m y un diámetro de entrada de 144,5 m. A la entrada del dominio computacional, una distribución de la velocidad del viento no uniforme se especifica con el valor de  $b = 0,16$ . Como primera aproximación, haces de tubos con aletas de intercambiadores de calor se simulaban en disposición horizontal (no A-frames) sobre toda la sección transversal de entrada de la torre.

Los resultados de los cálculos se dan en la curva 1 de la figura III.32. Los resultados experimentales, obtenidos para una torre de refrigeración de un modelo similar a la utilizada en el procedimiento numérico, se muestran en la curva 2. La buena relación entre los resultados predichos por los dos métodos para altas velocidades de viento y el procedimiento numérico, hace que el estudio sea más optimista para bajas velocidades de viento. El campo de flujo sobre la torre se muestra en la segunda figura de abajo, para una velocidad del viento de 12 m / s en la parte superior de la torre.

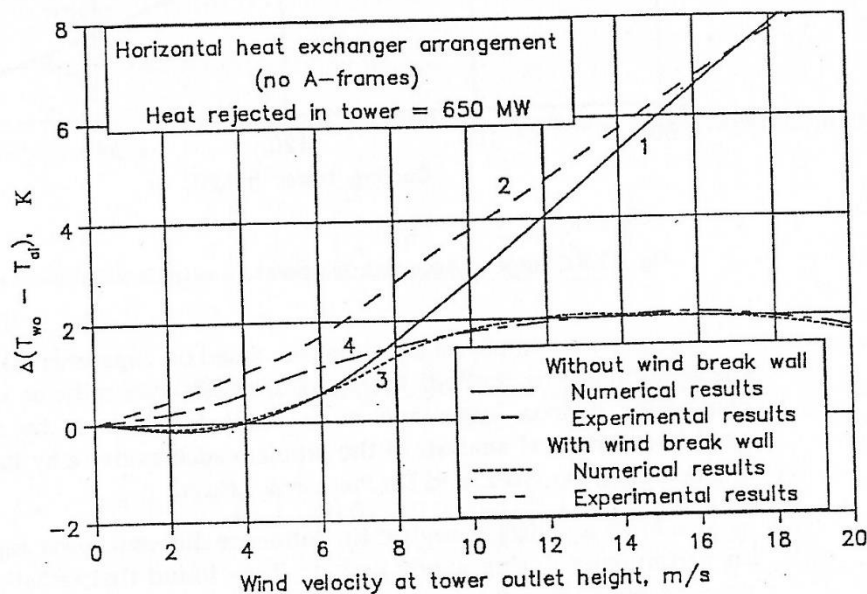


Fig. III.32. Efecto del muro contra el viento en el rendimiento de la torre.

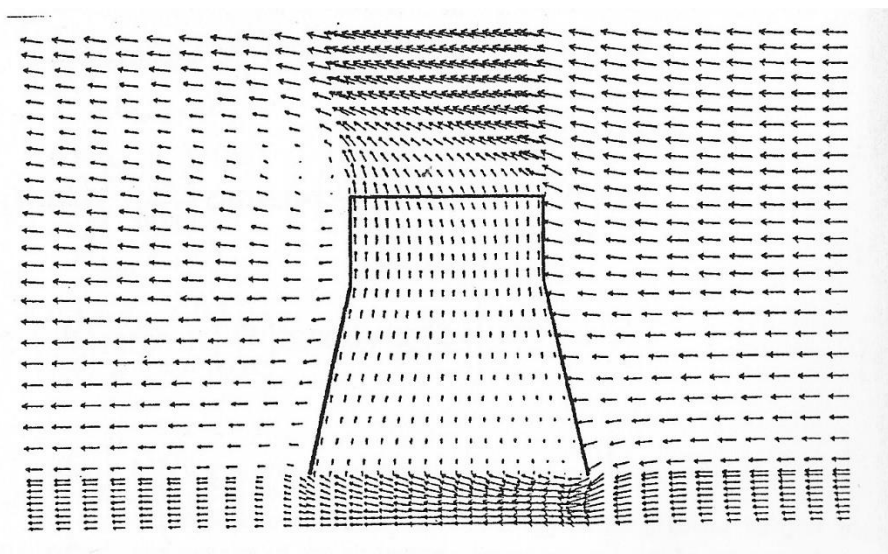


Fig. III.33. Flujo de aire cruzado sobre una torre.

La disminución en el rendimiento de la torre durante periodos con viento cruzado a menudo se debe a efectos en la entrada de la torre. Mediante la instalación de paredes contra el viento, formados de dos paredes porosas perpendiculares con forma de cruz bajo los intercambiadores de calor, este efecto se puede reducir significativamente. El coeficiente de pérdida de la pared porosa se correlaciona por:

$$K_{wall} = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} = 37.39v^{-0.5232} \quad (III.66)$$

Donde

$\Delta p$  es la diferencia de presiones a través de la pared.

“v” es la velocidad media del aire a través de la pared.

Por supuesto, la implementación de estas paredes contra el viento aumenta el coste inicial de la torre. Sin embargo, otros cálculos muestran que las alturas de estas paredes no necesariamente tienen que ser igual a la altura de entrada de la torre para producir los mejores resultados.

La figura III.34 muestra el aumento relativo de la cesión de calor de la torre de enfriamiento en función de la altura de la pared contra el viento y diferentes porosidades. El rendimiento de la torre aumenta continuamente a medida que la altura de la pared aumenta hasta una altura de pared de aproximadamente un tercio de la altura de entrada de la torre. Más aumentos de la altura de la pared contra el viento no producen mejoras significativas.

Se observa una ligera reducción en la cesión de calor de la torre cuando la altura de la pared se aproxima a la altura de entrada de la torre. Esta tendencia es debido a un deterioro de la distribución de la velocidad a través de los intercambiadores de calor que se muestra en la figura III.35.

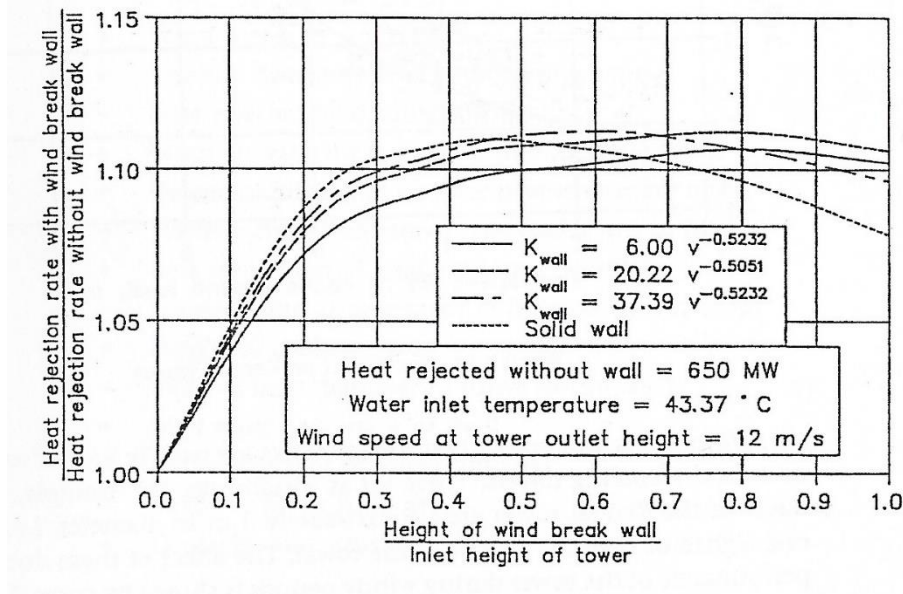


Fig. III.34. Variación relativa en la cesión de calor de una torre en función de la altura del muro contraviento.

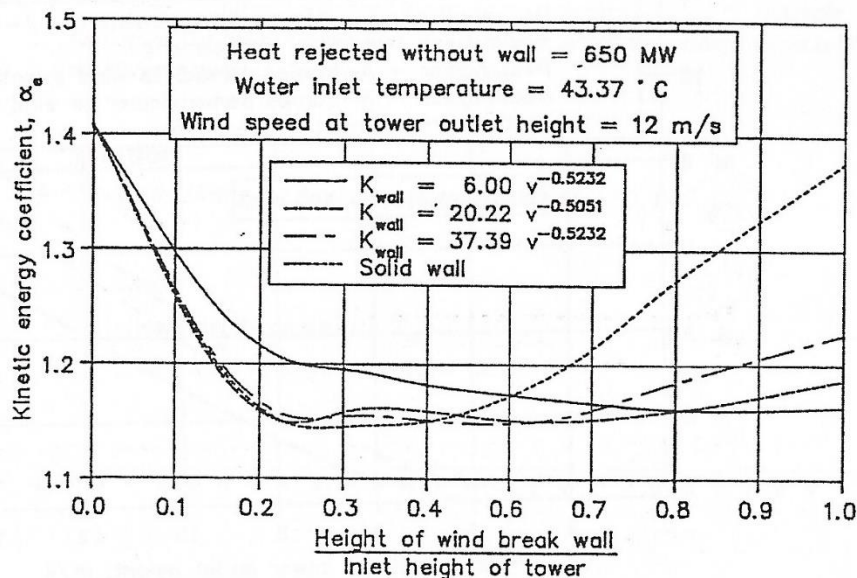


Fig. III.35. Variación del coeficiente de energía cinética de una torre en función de la altura del muro contraviento.

Du Preez y Kroger [20] tienen en cuenta que la torre se vuelve menos sensible a los vientos cuando la cesión de calor se incrementa en una torre con intercambiadores de calor dispuestos en forma “A-frames” y con un patrón radial. Esto se debe a una reducción en la eficacia de los intercambiadores de calor “A-frames” causada por los patrones de flujo de aire de entrada distorsionados. La curva 2 en la figura III.36 muestra el

efecto del viento en una torre con una dimensión similar a la descrita en la figura anterior, pero en este caso, los intercambiadores de calor están dispuestos radialmente en la sección transversal de entrada horizontal de la torre.

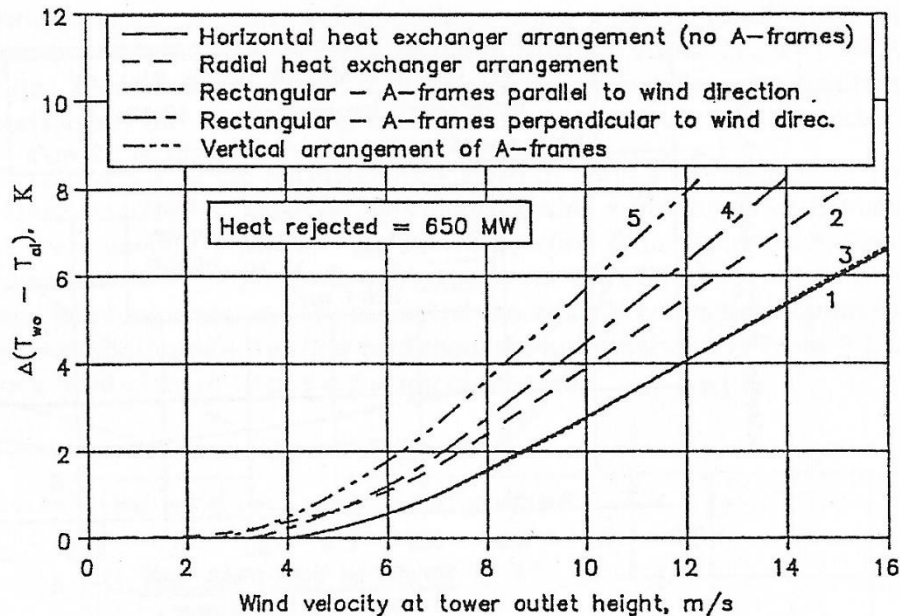


Fig. III.36. Efecto del viento en las distintas disposiciones del intercambiador de calor.

Las dimensiones de la torre, las características de intercambio de calor, y la disposición del intercambiador de calor utilizada en el análisis numérico corresponden a la de la torre Kendal (Central de potencia de Kendal, en Sudáfrica). Por lo tanto, el efecto del viento que se indica por la curva 2 en la figura III.36 permite la comparación directa con las mediciones a escala completa. En la torre de Kendal, los intercambiadores de calor de tubo con aletas están dispuestos radialmente en forma de A-frames con un ángulo de vértice de  $60^\circ$  en la sección transversal de entrada horizontal. La velocidad del viento se ha medido a 96 m del suelo. Las temperaturas del aire y del agua, así como el caudal de agua a través de la torre se midieron al mismo tiempo. La predicción numérica está de acuerdo con las mediciones a escala completa que se muestran por la curva 1 en la figura III.37.



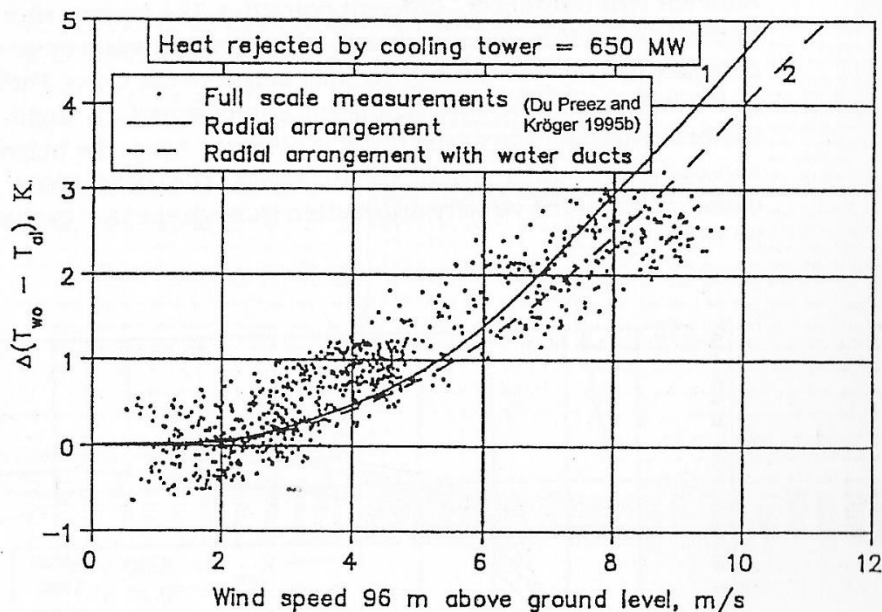


Fig. III.37. Efecto del viento en una torre de Kendal (Sudáfrica).

Unos conductos de agua y uno o dos tanques de almacenamiento están situados generalmente en la base de la mayoría de las torres de refrigeración secas. Estos actúan como barreras contra el viento. Por ejemplo, los conductos de agua en la torre Kendal son de aproximadamente 3 m de diámetro, aproximadamente un octavo de la altura de entrada de la torre. El efecto de estos conductos en el rendimiento de la torre durante los períodos de viento se muestra por la curva 2 en la figura III.37. Esta curva se corresponde más estrechamente con las mediciones a escala real, especialmente a velocidades de viento mayores. Si una alta pared contra el viento de 5 m es instalada en la parte superior de estos conductos y aumenta la altura efectiva a un tercio de la altura de la entrada de la torre, se puede esperar una reducción significativa en el efecto del viento cuando sopla el viento perpendicular a la protección contra el viento.

Si los intercambiadores de calor en forma de A-frames están dispuestos en un patrón rectangular horizontal, la dirección del viento tiene un efecto considerable sobre el funcionamiento de la torre. Si los A-frames están colocados en paralelo a la dirección del viento, el efecto de la forma de A-frames se reduce al mínimo con la influencia del viento en la torre, como se muestra por la curva 3 en la figura III.36. Por el contrario, el rendimiento de la torre se deteriora si los A-frames están posicionados perpendiculares a la dirección del viento, como se muestra en la curva 4.

Du Preez y Kroger [20] encontraron el efecto del viento en una torre con una disposición de intercambiador de calor vertical mayor que la influencia predicho en una torre similar con una disposición horizontal, como se muestra por la curva 5 en III.36. La última tendencia es en acuerdo directo con las observaciones a gran escala. El efecto adverso del viento medio en el flujo de masa a través de una torre con una disposición de intercambiador de calor vertical puede reducirse mediante la instalación de adecuadas protecciones contra el viento alrededor de la entrada de la torre.

Los factores que afectan el rendimiento de torres de refrigeración durante períodos de viento pueden resumirse de la siguiente manera:

- Velocidad del viento.
- Distribución de la velocidad del viento.
- Cesión de calor de la torre.
- Velocidad del aire media a través del intercambiador de calor.
- Grado de mezcla de aire después del intercambiador de calor.
- Características de la transferencia de calor del intercambiador de calor.
- Coeficiente de pérdidas del intercambiador de calor de la torre.
- Localización y disposición del intercambiador de calor en la torre.
- Altura de la torre.
- Parámetro de entrada de la torre:  $d_i/H_i$ .
- Cónica y forma de la carcasa de entrada de la torre.
- Coeficiente de pérdidas de los soportes de la torre.
- Forma de los soportes de la torre.
- Obstáculos y estructuras cerca de la entrada de la torre.

## **Capítulo IV. Método de Cálculo.**



#### **IV.1. Introducción al método de cálculo**

Las torres de refrigeración secas de tiro natural (NDDCT) incluyen un intercambiador de calor que está colocado vertical u horizontalmente en la parte inferior de la torre, que es un equipo de refrigeración de alta eficiencia energética en las centrales de potencia.

Gracias a la ventaja del ahorro de agua, se ha utilizado frecuentemente en las regiones ricas en carbón y faltas de agua. El movimiento del aire en o alrededor de la torre depende de la diferencia de densidad entre el aire frío externo y el aire caliente interno. Al pasar a través del intercambiador de calor, el aire que entra se calienta mediante la circulación de agua caliente en el interior de los haces de tubos del intercambiador de calor por transferencia de calor por convección.

A continuación, la flotabilidad procedente de la diferencia de densidad entre el aire frío y el aire caliente genera corrientes de aire conducidas verticalmente por la torre y aspira aire fresco del exterior al mismo tiempo. Como consecuencia, el rendimiento térmico de estas torres es altamente sensible a las condiciones ambientales.

Para averiguar la variación del rendimiento debida a las condiciones del ambiente, hay dos métodos principales, uno es la investigación experimental, y la otra opción es la investigación numérica, a veces verificado por experimentos bajo ciertas condiciones.

En cuanto a la investigación experimental, Ardekani y otros [7] evaluaron experimentalmente el rendimiento térmico de la torre bajo las condiciones del viento predominantes reales alrededor de la torre. Estas mediciones mostraron que los sectores frontales de la torre experimentan una mejor distribución del flujo de aire en comparación con los sectores paralelos a la dirección del viento. La velocidad tangencial del viento en el

borde de la torre es cuatro veces la velocidad del punto de referencia, disminuyendo la presión del aire y la succión de la torre.

Wei y otros [8] investigaron el efecto desfavorable del viento en el rendimiento de las torres de refrigeración secas con experimentos a gran escala y túneles de viento, obteniendo tres razones para la disminución del rendimiento por efecto del viento:

1. Una distribución desfavorable de la presión en la entrada de la torre.
2. La rotura de la columna de humo ascendente en la salida de la torre.
3. Disminución del flujo de aire frío entrando en la torre por la separación del borde de ataque.

No hay duda de que el experimento a gran escala es la forma más directa de averiguar el rendimiento térmico de una torre. Sin embargo, la torre de refrigeración seca de tiro natural es un complejo sistema que envuelve flujos de fluidos y de calor, y se necesita una gran cantidad de tiempo y recursos para poder realizar un experimento. Por otra parte, el ambiente del mundo real es incontrolable, cambiando constantemente. Todos estos factores reducen la fiabilidad y rentabilidad de los experimentos a gran escala.

En cuanto a los experimentos en túneles de viento, no se puede predecir el comportamiento termo-hidráulico de la torre, debido a una serie de restricciones y dudosas simplificaciones aplicadas en el análisis dimensional y al procedimiento experimental.

En cuanto a la investigación numérica, con el desarrollo de la teoría de la turbulencia y la tecnología computacional, ha sido cada vez más aplicada en el campo de estas torres.

Su y otros [10] investigaron numéricamente el flujo del fluido y la distribución de la temperatura en y alrededor de una torre de refrigeración seca. El estudio indicó que el flujo de aire tangencial causado por el viento en los lados exteriores del intercambiador de calor es la causa principal de la reducción de la eficiencia de la refrigeración y que los resultados

numéricos obtenidos coincidan satisfactoriamente con los datos de la medición a escala real.

Du Preez y otros [11] llevaron a cabo una amplia investigación experimental y numérica sobre la influencia de la disposición del intercambiador de calor en el rendimiento de la torre en condiciones de viento. Sugerencias prácticas relativas a la disposición del intercambiador de calor llevaron a colocar muros cortavientos para reducir el efecto adverso del viento cruzado en la torre de refrigeración seca de tiro natural.

Al Waked y otros [3,5] investigaron los efectos del viento cruzado y la temperatura ambiente en el rendimiento térmico de una torre de refrigeración seca de tiro natural con un modelo CFD (dinámica de fluidos computacional) tridimensional que fue verificado por resultados experimentales. Para mejorar el rendimiento térmico de la torre en condiciones de mucho viento, la forma, las dimensiones, la ubicación y el material de las paredes contra el viento se discutieron en detalle. Por otra parte, como conclusión se obtuvo que el rendimiento térmico es influenciado por el viento cruzado de la misma manera a diferentes temperaturas ambiente.

Ma y otros [12] también compararon los efectos del viento cruzado y la temperatura ambiente en el rendimiento de la torre con una simulación numérica acoplada a la torre y el condensador. La presión, distribución de temperaturas y líneas de corriente se presentaron en su estudio bajo estado estacionario. Los resultados indicaron que la temperatura del agua de salida de la torre es lineal con la temperatura ambiente aproximadamente, mientras que es no lineal con el viento cruzado. Además, los modelos computacionales y el método acoplado a condensador y torre mencionados en su estudio se demostraron fiables con los datos de operación.

Aunque la simulación numérica es muy popular en la investigación de estas torres, no es una tarea fácil debido al gran tamaño de las torres y los diferentes diseños geométricos. Por lo tanto, una sencilla herramienta teórica es muy necesaria para el escalado de tales flujos de flotación inducida.

Hooman [13] simplificó el intercambiador de calor como un medio poroso, presentando leyes de escala de la torre de refrigeración seca de tiro natural, y estudiando la convección turbulenta libre a través de los haces de tubos del intercambiador de calor y a lo largo de la torre de refrigeración. Luego, con un análisis a escala, presentó además un modelo teórico sencillo para predecir el efecto del viento transversal sobre el rendimiento de la torre. Se comprueba que el sencillo modelo teórico establecido por Hooman tiene una buena concordancia con los datos experimentales, y se observa que el error relativo máximo es del 15%.

Sin embargo, en su modelo, existen todavía dos problemas principales:

- En su modelo teórico no se puede evaluar la variación de transferencia de calor causada por la temperatura ambiente, mientras que la temperatura ambiente juega un papel crucial en el rendimiento térmico de estas torres.

- Su modelo no presenta un método de cálculo del parámetro clave: la velocidad de salida del aire de la torre bajo condiciones sin viento ( $V_{o,n}$ )<sub>NW</sub>, ya que con él puede obtenerse la variación de la transferencia de calor causada por el viento cruzado. Esta velocidad está estrechamente relacionada con la estructura y el tamaño de la torre, y en el modelo no se fija esta velocidad para diferentes torres. Además, esta velocidad varía con la diferencia de temperaturas inicial (ITD). Bajo una gran diferencia de temperaturas inicial, la mayoría del flujo de aire será bloqueado en la torre, lo que induce el aumento de ( $V_{o,n}$ )<sub>NW</sub>. En general, es muy necesario un método de cálculo para esta velocidad para diferentes torres bajo diferentes diferencias iniciales de temperatura.

Este estudio tiene como objetivo establecer un nuevo modelo teórico basado en algunas teorías desde Ma hasta Hooman [12,14]. En este nuevo modelo teórico, tanto el efecto de la temperatura ambiente como el viento cruzado sobre el rendimiento de la torre son tenidos en cuenta, y un algoritmo es introducido para obtener la velocidad del aire que sale de la torre de refrigeración seca de tiro natural. Usando este modelo, la cesión de calor y la temperatura de salida del agua de la torre bajo cualquier temperatura ambiente pueden ser calculadas fácilmente con los datos de una torre de referencia.

## IV.2. Desarrollo del cálculo

-Análisis teórico de la variación de la transferencia de calor debida al efecto de la temperatura ambiente.

La fuerza conductora en una Torre de Refrigeración Seca de Tiro Natural (NDDCT) es la diferencia de densidad del aire ambiente y de la torre. Usando la aproximación de Boussinesq [13], toma la siguiente forma:

$$F_D = \rho_a g H_T \beta_a (t_{a,m} - t_a) \quad (IV.1)$$

Donde  $F_D$  es la fuerza conductora por  $m^2$  de superficie (Pa),  $\rho_a$  es la densidad del aire ( $kg/m^3$ ),  $g$  es aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ),  $H_T$  es la altura total de la torre,  $\beta_a$  es el parámetro de la temperatura ( $K^{-1}$ ),  $t_{a,m}$  es la temperatura media del aire dentro de la torre (K) y  $t_a$  la temperatura ambiente (K).

Bajo condiciones sin viento, los campos del flujo y la temperatura del aire alrededor de la torre son simétricos axialmente. La diferencia entre la temperatura más alta localizada cerca del muro contra el viento y la temperatura más baja que se sitúa en el centro de la torre es solamente de unos  $1.1\text{ }^{\circ}C$  [5,10]. Por esto, la distribución de la temperatura del aire dentro de la torre es prácticamente uniforme, y toma un valor " $t_{a,m}$ " que es la media de la temperatura del aire dentro de la torre en condiciones sin viento.

Cuando el aire pasa a través de la torre, la resistencia de la torre al flujo de aire es la suma de cada resistencia generada en cada parte de la torre. La resistencia de cada parte de la torre es proporcional a la carga dinámica del aire que atraviesa esta parte. Para simplificar el cálculo, el coeficiente de resistencia de cada parte es normalizado a la velocidad de entrada del intercambiador de calor y el área, y entonces la suma de todas

ellas se engloba en el coeficiente global de resistencia  $F_R$  en Pascales (Pa). Por lo tanto:

$$F_R = K_T \frac{\rho_a V_{i,n}^2}{2} \quad (IV.2)$$

Donde  $K_T$  es el coeficiente global de resistencia de la torre. De acuerdo con la igualdad entre la corriente y la resistencia de la torre en las ecuaciones (IV.1) y (IV.2):

$$t_{a.m} - t_a = \frac{K_T V_{i,n}^2}{2gH_T \beta_a} \quad (IV.3)$$

En cuanto a la transferencia de calor entre el agua y el aire en la entrada de la torre, la resistencia térmica de conductividad y la resistencia térmica de convección del agua son despreciables comparadas con la resistencia térmica de convección del aire. Por esto, la transferencia de calor en la entrada de la torre puede centrarse en la resistencia térmica de convección entre la pared del tubo y el aire [1,3,5,6]. Por lo tanto, la pared del tubo puede ser sustituida por la temperatura del agua de tal manera que:

$$Q_T = hA_e \left( \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_a \right) \quad (IV.4)$$

$$Q_T = \rho_a V_{i,n} A_i C_{p,a} (t_{a.m} - t_a) \quad (IV.5)$$

Donde  $m_a = \rho_a V_{i,n} A_i$  (kg/s) es el gasto de aire que atraviesa la torre, por lo que podremos despejarlo una vez conocido  $Q_T$ .

$$Q_T = m_w C_{p,w} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (IV.6)$$

El coeficiente de convección “h” es una función de la componente normal de la velocidad, y puede ser calculado como:

$$h = c V_{i,n}^f \quad (IV.7)$$

Donde “c” y “f” son parámetros constantes del intercambiador de calor.

Combinando las ecuaciones (IV.3), (IV.4), (IV.5) y (IV.7) podemos obtener:

$$\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_a = \frac{\rho_a K_T A_i C_{p,a}}{2cgA_e H_T \beta_a} V_{i,n}^{3-f} \quad (IV.8)$$

Donde  $A_e$ ,  $A_i$  y  $H_T$  son el área de disipación total de calor del intercambiador, el área de entrada de la torre y la altura total de la torre respectivamente, y  $\beta_a$ ,  $C_{p,a}$  y  $\rho_a$  parámetros del aire que apenas varían con la temperatura ambiente y que se tratan como constantes, al igual que la gravedad “g”.

Asumiendo el aire como gas ideal, por la ecuación de los gases ideales y sabiendo que  $\beta_a = \frac{1}{t_a} (K^{-1})$ :

$$\frac{p}{\rho_a} = R_a t_a \quad (IV.9)$$

Podemos reescribir la potencia térmica como:

$$Q_T = \frac{p A_i K_T C_{p,a}}{2g H_T R_a} V_{i,n}^3 \quad (IV.10)$$

Siendo  $C_{p,a}$  una constante que se incrementa ligeramente con la temperatura ambiente y la potencia térmica, pero de manera despreciable y por lo tanto se mantiene lo deducido anteriormente.

El coeficiente global de resistencia de la torre  $K_T$  es asumido como invariable ya que la mayoría de coeficientes de resistencia de cada parte de la torre dependen de las medidas de esta [15,16]. Con estas simplificaciones podemos decir que:

$$V_{i,n} \sim \left( \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_a \right)^{\frac{1}{3-f}} \quad (IV.11)$$

La relación de transferencia de calor que refleja la variación del rendimiento de la NDCCT con la temperatura ambiente, es expresada como:

$$\varepsilon_a = \frac{Q_T}{Q_T^0} = \left( \frac{\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_a}{\frac{t_{w1}^0 + t_{w2}^0}{2} - t_a^0} \right)^{\frac{3}{3-f}} \quad (IV.12)$$

En esta ecuación, la variable desconocida es  $t_{w2}$ , que puede ser calculada una vez obtenida  $Q_T$ . Por ello es necesario simplificar esta ecuación para eliminar la variable desconocida.

Cuando la temperatura ambiente crece [12], la cesión de calor cae bruscamente, pero indirectamente el sistema busca otro estado estable. Comparado con el sistema inicial, la cesión final de calor disminuye de forma muy pequeña. Además, en estado estable, la temperatura de entrada y salida del agua de la torre crece linealmente con la temperatura ambiente, como se muestra en la figura IV.1.

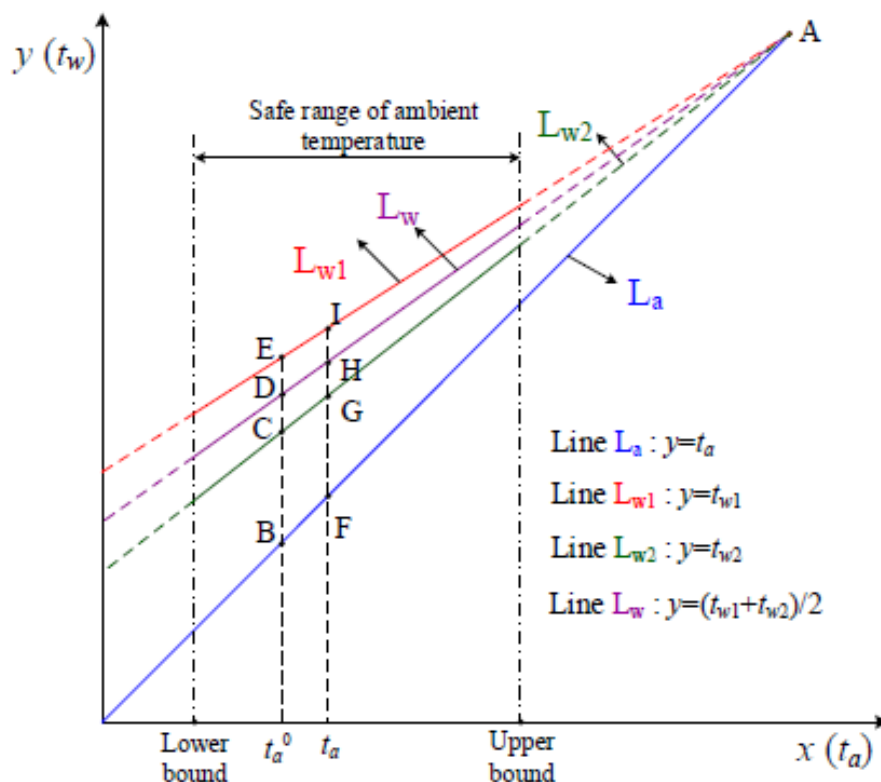


Figura IV.1. Relación de la temperatura del agua con la temperatura ambiente.

Físicamente, las líneas  $L_{w1}$  y  $L_{w2}$  son las temperaturas de entrada y salida del agua de la torre a diferentes temperaturas ambiente en estado estable respectivamente. Geométricamente, las ecuaciones de las líneas  $L_{w1}$  y  $L_{w2}$  pueden expresarse como  $y=t_{w1}$  e  $y=t_{w2}$  respectivamente. Como se mencionó anteriormente, después de los aumentos de la temperatura ambiente, la capacidad de enfriamiento final de la torre no puede recuperarse, y es más pequeña que la del estado inicial. Por lo tanto, la



pendiente de la línea  $L_{w1}$  es menor que la de  $L_{w2}$  y las líneas se cruzan en el punto A.

Entonces, la línea  $L_w$  con la ecuación  $y = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$  puede ser dibujada pasando por el punto A, en el cual la torre pierde la capacidad de transferir calor. Esto es consecuencia de la igualdad entre la temperatura de entrada del agua  $t_{w1}$  y la temperatura ambiente  $t_a$ . Por lo tanto, la línea  $L_a$  con la ecuación  $y = t_a$  pasa por el punto A también. Los puntos "0" son referidos a unas condiciones de referencia con temperatura ambiente  $t_a^0$ . De acuerdo con la teoría de los triángulos se cumple que:

$$\frac{FI}{BE} = \frac{FH}{BD} = \frac{FA}{BA} \quad (IV.13)$$

Que se corresponde con:

$$\frac{t_{w1} - t_a}{t_{w1}^0 - t_a^0} = \frac{\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} - t_a}{\frac{t_{w1}^0 + t_{w2}^0}{2} - t_a^0} \quad (IV.14)$$

Es importante destacar que el punto A no puede ser el punto actual del proceso, ya que el punto A significa que no hay transferencia de calor mientras que cualquier ciclo termodinámico muy difícilmente va a poder funcionar sin una fuente fría de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica. Además, hay un rango de seguridad de temperatura ambiente durante la operación del sistema indirecto de refrigeración seca. La temperatura ambiente afecta a la temperatura de salida del agua de la torre, y entonces a la diferencia de presiones del condensador. Por esto, por la seguridad de la operación del sistema, existe una temperatura máxima y mínima límite del ambiente, que puede ser calculada basándose en un sistema específico bajo unas condiciones específicas.

La diferencia inicial de temperaturas de la NDDCT es tal que:

$$ITD = t_{w1} - t_a \quad (IV.15)$$

Donde el subíndice 1 lo utilizaremos para las condiciones de entrada del agua en la torre y el subíndice 2 para las de salida del agua de la torre.

Por tanto, podemos reescribir el rendimiento como:

$$\varepsilon_a = \left( \frac{ITD}{ITD^0} \right)^{\frac{3}{3-f}} \quad (IV.16)$$

-Análisis teórico de la variación de transferencia de calor debido al viento cruzado.

El viento cruzado desempeña el papel de una cubierta de viento y conduce a una reducción del flujo de aire de salida, que afecta a la capacidad de paso de aire a la entrada de la torre y reduce la eficiencia de la torre de refrigeración [8,10]. En condiciones sin viento, el penacho generado asciende verticalmente. Con el incremento de la velocidad del viento cruzado, el penacho que sale de la torre se ve desviado. La desviación de ángulo “ $\theta$ ” es definida como el ángulo entre el penacho saliente de la torre normal al viento (en condiciones sin viento) y el flujo actual (bajo condiciones de viento), como puede verse en la figura IV.2.

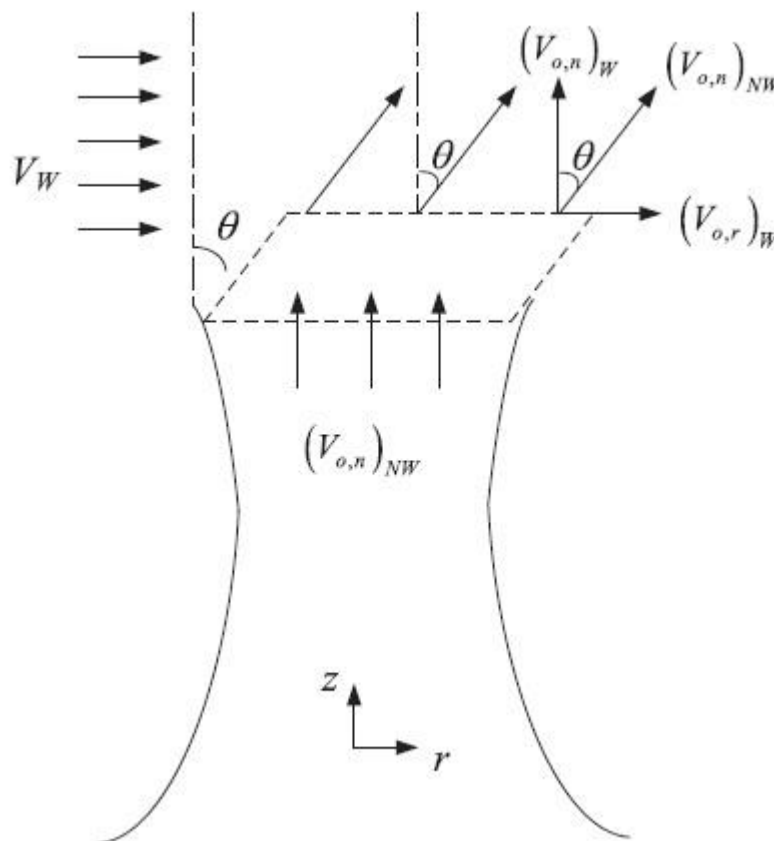


Figura IV.2. Desviación del penacho de humo a la salida de la torre por efecto del viento cruzado.

Para describir la relación entre los vectores de velocidad y la trayectoria del penacho, se define una función tangencial tal que:

$$V_W = (V_{o,n})_{NW} \tan(\theta) \quad (IV.17)$$

La curva tangente sugerida en esta ecuación es aceptable [14]. Se fija un pequeño volumen de control a poca distancia de la salida, solamente extendido en una pequeña área a la salida de la torre como se ve en la figura IV.2. Debido al efecto del viento cruzado, el penacho se ve desviado, y solo una componente normal de la velocidad puede llevar a cabo la transmisión de calor de la torre mientras que la componente radial arrastra a parte del penacho creando una zona circular. Como resultado, la velocidad de salida efectiva de la torre bajo viento cruzado puede ser expresada de la siguiente forma:

$$(V_{o,n})_W = (V_{o,n})_{NW} \cos(\theta) \quad (IV.18)$$

Con estas dos últimas ecuaciones (IV.17 y IV.18), se puede obtener la relación:

$$\frac{(V_{o,n})_W}{(V_{o,n})_{NW}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{V_W}{(V_{o,n})_{NW}}\right)^2}} \quad (IV.19)$$

Entonces, considerando la misma diferencia inicial de temperaturas de la NDDCT debida a la misma temperatura ambiente, que consideraba la variación del coeficiente de transferencia de calor como la principal razón para la variación del rendimiento térmico de la torre en condiciones con mucho viento:

$$\varepsilon_W = \frac{(Q_T)_W}{(Q_T)_{NW}} = \frac{(h)_W}{(h)_{NW}} \quad (IV.20)$$

Considerando la conservación de la masa de flujo de aire entrando y saliendo de la torre, también se puede obtener que:

$$A_i V_{i,n} = A_o V_{o,n} = A_s V_{s,n} \quad (IV.21)$$

Entonces, la ecuación (IV.7) puede ser sustituida por:

$$h = c \left(\frac{A_o}{A_i}\right)^f V_{o,n}^f \quad (IV.22)$$

Como consecuencia, la eficiencia de la torre  $\varepsilon_W$  será solo función de la variación de la velocidad del aire, combinando las últimas ecuaciones (IV.19, IV.20, IV.22):

$$\begin{aligned}\varepsilon_W &= \frac{(Q_T)_W}{(Q_T)_{NW}} = \frac{(h)_W}{(h)_{NW}} = \left( \frac{(V_{o,n})_W}{(V_{o,n})_{NW}} \right)^f \\ &= \left( 1 + \left( \frac{V_W}{(V_{o,n})_{NW}} \right)^2 \right)^{\frac{-f}{2}} \quad (IV.23)\end{aligned}$$

En esta ecuación la velocidad de salida del aire bajo condiciones sin viento es desconocida, como resultado, su obtención es la base del cálculo. A continuación, se plantea un algoritmo para obtenerla y con ella la potencia térmica de la torre bajo condiciones con viento,  $Q_T$ , bajo cualquier condición de temperatura ambiente con una diferencia inicial de temperaturas ITD y velocidad del viento  $V_W$  conocidas.

En primer lugar, se deben definir unas condiciones de referencia. Para ello, es conveniente obtener estos datos de una torre similar a la que se quiere analizar de manera que los resultados se aproximen lo máximo posible. Los parámetros de operación a obtener experimentalmente de una torre de referencia mediante mediciones, o de una bibliografía son:

- Temperatura del aire ambiente  $(t_a)_W^{ref}$  en °C o K.
- Temperatura del aire interior de la torre  $(t_{a,m})_W^{ref}$  en °C o K.
- Temperatura de entrada del agua  $(t_{w1})_W^{ref}$  en °C o K.
- Temperatura de salida del agua  $(t_{w2})_W^{ref}$  en °C o K.
- Velocidad del viento  $V_W^{ref}$  en m/s.
- Gasto de agua  $m_w$  en kg/s.

Hay que señalar que, en lugar de la temperatura media del aire dentro de la torre, se podría medir, si fuese posible, la velocidad del aire en la entrada de la torre, ya que la finalidad del dato de la temperatura mencionada es el cálculo de esta velocidad.

También se deben definir las propiedades del agua y el aire (densidad y calor específico).

Una vez obtenidos los datos necesarios para el cálculo, el primer paso es calcular la diferencia inicial de temperaturas de referencia y la potencia de la torre de referencia bajo condiciones con viento:

$$ITD^{ref} = (t_{w1})_W^{ref} - (t_a)_W^{ref} \quad (IV.24)$$

$$(Q_T)_W^{ref} = m_w c_{p,w} ((t_{w1})_W^{ref} - (t_{w2})_W^{ref}) \quad (IV.25)$$

A continuación, calculamos la velocidad el aire a la entrada de la torre en condiciones de viento y de referencia a partir de la temperatura media del aire dentro de la torre de referencia (este paso se puede suprimir si hemos medido la velocidad):

$$(V_{i,n})_W^{ref} = \frac{(Q_T)_W^{ref}}{\rho_a A_i c_{p,a} ((t_{a,m})_W^{ref} - (t_a)_W^{ref})} \quad (IV.26)$$

A partir de la velocidad de entrada podemos calcular la velocidad de salida por la conservación de la masa:

$$(V_{o,n})_W^{ref} = \frac{A_i}{A_o} (V_{i,n})_W^{ref} \quad (IV.27)$$

Necesitamos conocer la velocidad de salida del aire de la torre en condiciones sin viento, y podemos calcularla a partir de la ecuación (IV.19) una vez obtenida la velocidad en condiciones con viento:

$$(V_{o,n})_{NW}^{ref} = \sqrt{\frac{((V_{o,n})_W^{ref})^2 + (V_{o,n})_W^{ref} \sqrt{((V_{o,n})_W^{ref})^2 + 4(V_W^{ref})^2}}{2}} \quad (IV.28)$$

Llegados a este punto, ya podemos introducir nuestras variables de la torre que deseamos analizar:

- Temperatura del aire ambiente  $(t_a)_W$  en °C o K.
- Temperatura de entrada del agua  $(t_{w1})_W$  en °C o K.
- Velocidad del viento  $V_W$  en m/s.
- Gasto de agua  $m_w$  en kg/s.

Además, se deben establecer los datos geométricos de la torre a estudiar:

- Diámetro de la base de la torre  $D_i$  en m.
- Diámetro de salida de la torre  $D_o$  en m.
- Altura total de la torre  $H_T$  en m.
- Parámetros de rendimiento del intercambiador de calor “c” y “f”.

Ahora calculamos la diferencia inicial de temperaturas de nuestras condiciones a analizar:

$$ITD = (t_{w1})_W - (t_a)_W \quad (IV.29)$$

Paralelamente podemos calcular potencia térmica de la torre en condiciones de referencia y sin viento:

$$(Q_T)_{NW}^{ref} = (Q_T)_W^{ref} \left( 1 + \left( \frac{V_W^{ref}}{(V_{o,n})_{NW}^{ref}} \right)^2 \right)^{\frac{f}{2}} \quad (IV.30)$$

En este momento, podemos calcular fácilmente los parámetros de la torre que nos van a permitir obtener su rendimiento mediante las ecuaciones (IV.11), (IV.14), (IV.15) y (IV.21):

$$(Q_T)_{NW} = (Q_T)_{NW}^{ref} \left( \frac{ITD}{ITD^{ref}} \right)^{\frac{3}{3-f}} \quad (IV.31)$$

$$(V_{o,n})_{NW} = (V_{o,n})_{NW}^{ref} \left( \frac{ITD}{ITD^{ref}} \right)^{\frac{1}{3-f}} \quad (IV.32)$$

Y finalmente:

$$(Q_T)_W = (Q_T)_{NW} \left( 1 + \left( \frac{V_W}{(V_{o,n})_{NW}} \right)^2 \right)^{\frac{-f}{2}} \quad (IV.33)$$

$$(t_{w2})_W = (t_{w1})_W - \frac{(Q_T)_W}{m_w c_{p,w}} \quad (IV.34)$$

De esta manera, el rendimiento de la torre toma la siguiente expresión de la ecuación (IV.23).

$$\begin{aligned}\varepsilon_W &= \frac{(Q_T)_W}{(Q_T)_{NW}} = \frac{(h)_W}{(h)_{NW}} = \left( \frac{(V_{o,n})_W}{(V_{o,n})_{NW}} \right)^f \\ &= \left( 1 + \left( \frac{V_W}{(V_{o,n})_{NW}} \right)^2 \right)^{\frac{-f}{2}} \quad (IV.35)\end{aligned}$$

Para calcular las propiedades del aire y del agua asumimos una presión ambiente igual a la atmosférica, ya que es lo más utilizado en este tipo de cálculos:

$$p_a = 101325 \text{ Pa}$$

Las correlaciones utilizadas para la obtención de las propiedades necesarias para el método han sido obtenidas de la bibliografía de Kröger [20] y toman la siguiente forma:

Para el vapor saturado:

$$\begin{aligned}z &= 10.79586 \left( 1 - \frac{273.16}{T} \right) + 5.02808 \log_{10} \left( \frac{273.16}{T} \right) \\ &\quad + 1.50474 \times 10^{-4} \left[ 1 - 10^{-8.29692 \left\{ \left( \frac{T}{273.16} \right)^{-1} \right\}} \right] \\ &\quad + 4.2873 \times 10^{-4} \left[ 10^{4.76955 \left( 1 - \frac{273.16}{T} \right)} - 1 \right] \\ &\quad + 2.786118312 \quad (IV.36)\end{aligned}$$

Por lo que la presión de vapor:

$$p_v = 10^z \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (IV.37)$$

Donde “T” es la temperatura de bulbo húmedo. La relación de humedad:

$$\begin{aligned}w &= \left( \frac{2501.6 - 2.3263(T - 273.15)}{2501.6 + 1.8577(T_a - 273.15) - 4.184(T - 273.15)} \right) \left( \frac{0.62509 p_v}{p_a - 1.005 p_v} \right) \\ &\quad - \left( \frac{1.00416(T_a - T)}{2501.6 + 1.8577(T_a - 273.15) - 4.184(T - 273.15)} \right) \left[ \frac{kg}{kg_{aire}} \right] \quad (IV.38)\end{aligned}$$

Para hallar la densidad de la mezcla:

$$\varphi_a = \frac{(1+w) \left[ 1 - \frac{w}{w+0.62198} \right] p_a}{287.08 T_a} \left[ \frac{kg \text{ aire} - vapor}{m^3} \right] \quad (IV.39)$$

Finalmente hallamos el calor específico del aire, donde usamos como temperatura de referencia  $T_{ref} = (T_a + 273.15) / 2$ .

$$C_{p,a} = 1.045356 \times 10^3 - 3.161783 \times 10^{-1} T_{ref} + 7.083814 \times 10^{-4} T_{ref}^2 - 2.705209 \times 10^{-7} T_{ref}^3 \quad \left[ \frac{J}{kgK} \right] \quad (IV.40)$$

Todas las temperaturas en Kelvin [K].

Para calcular las propiedades del agua, utilizamos  $T_w = (T_{w1} + T_{w2}) / 2$  en Kelvin [K] como temperatura media entre la entrada y la salida:

$$C_{p,w} = 8.15599 \times 10^3 - 2.80627 \times 10 T_w + 5.11283 \times 10^{-2} T_w^2 - 2.17582 \times 10^{-13} T_w^6 \quad \left[ \frac{J}{kgK} \right] \quad (IV.41)$$

Para calcular la temperatura de bulbo húmedo podríamos usar correlaciones. En este caso, al asumir como presión ambiente la presión atmosférica, podemos usar el diagrama psicrométrico para obtener la temperatura de bulbo húmedo a partir de la temperatura del aire y de otro parámetro conocido. En este caso, asumimos una relación de humedad de 40% ya que en las condiciones en las que este tipo de torres suelen ser usadas es una medida realista y común.



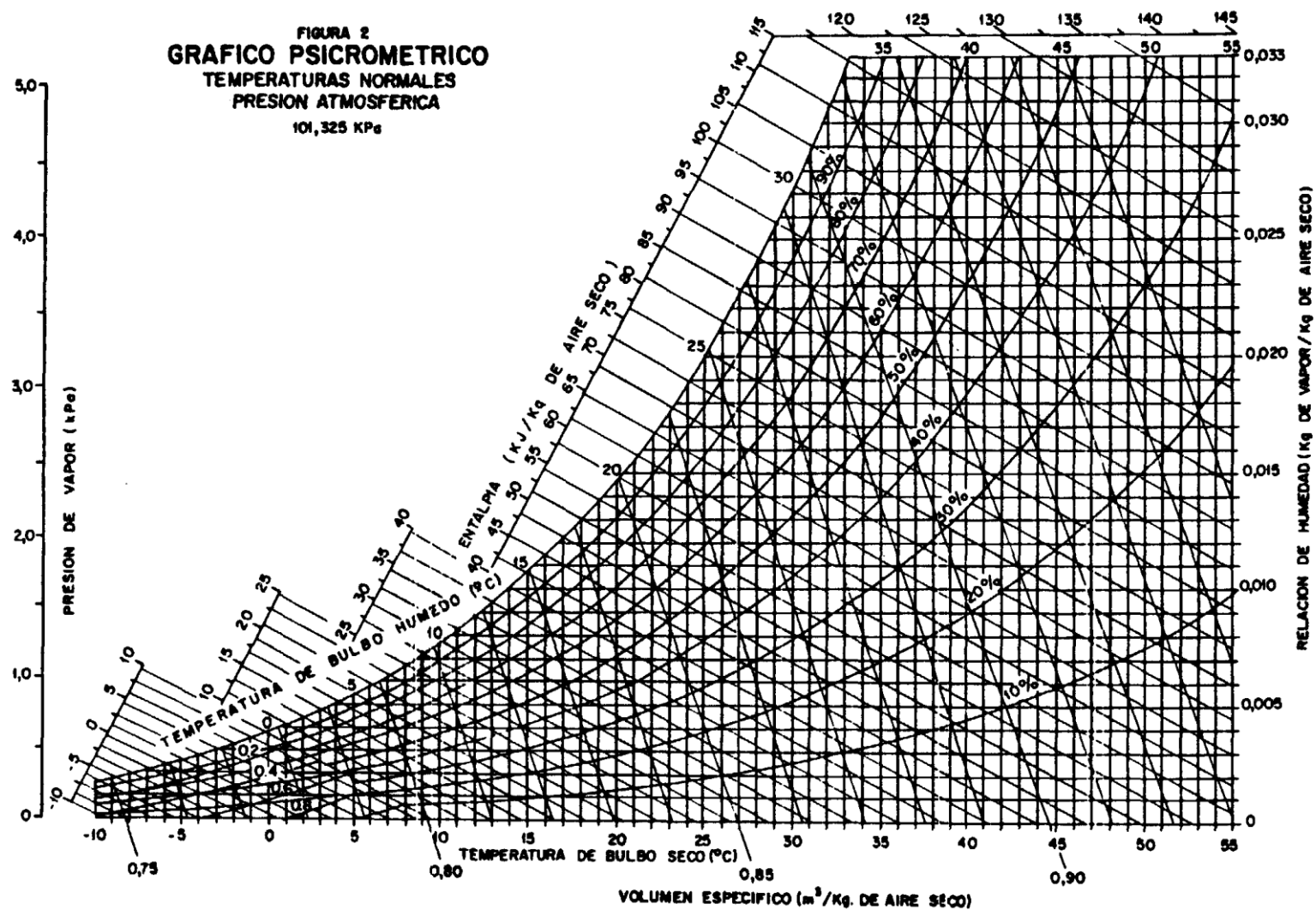


Fig.IV.3. Diagrama Psicrométrico.

En la siguiente figura, se puede observar el proceso del algoritmo descrito anteriormente:

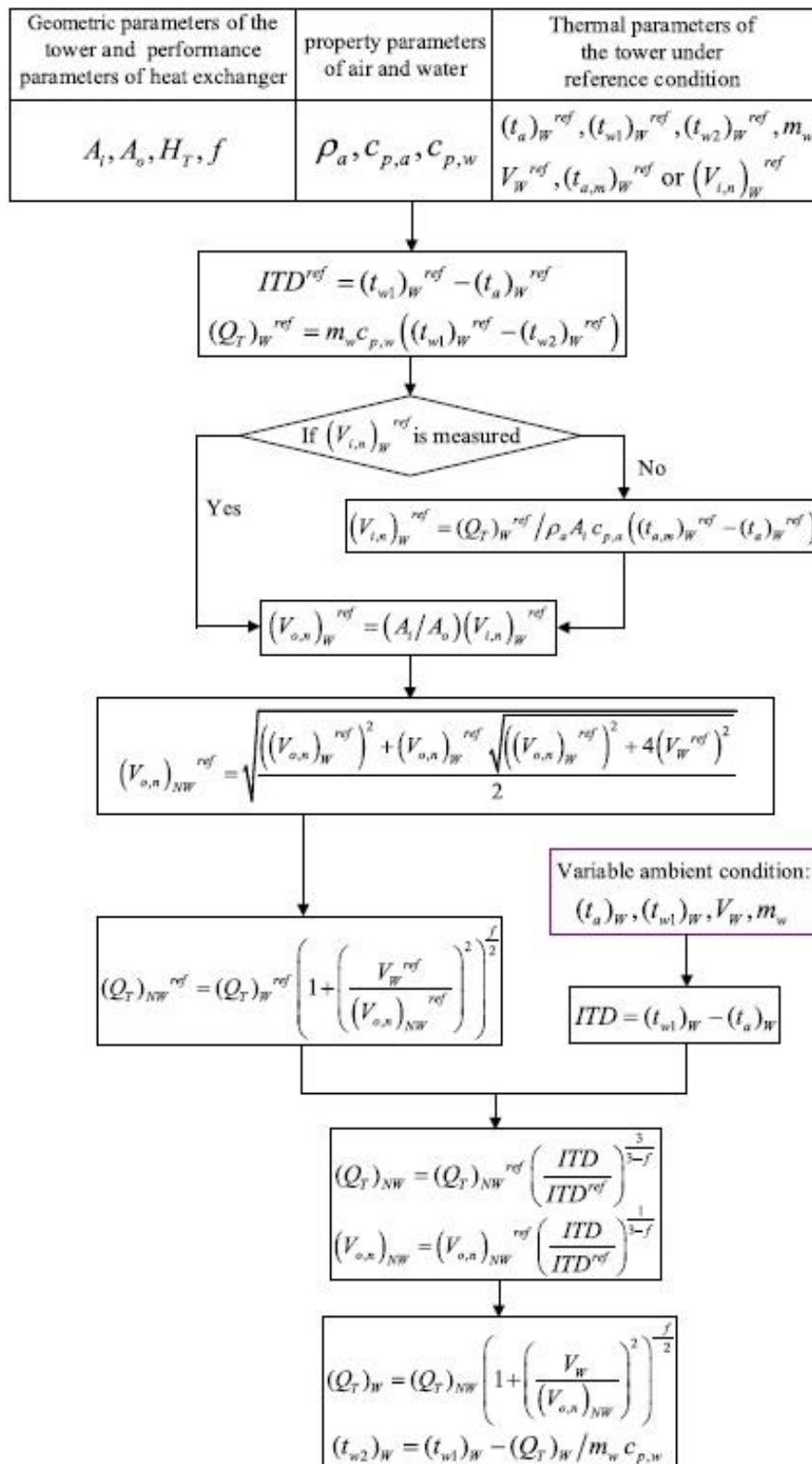


Fig. IV.4. Algoritmo de cálculo.

Aunque el modelo teórico anterior es simple y rápido en la predicción del rendimiento térmico del NDDCT, tiene una restricción. De acuerdo con la ecuación (IV.23) propuesta en primer lugar por Hoomon [14], la eficiencia de transferencia de calor disminuye con viento cruzado, que no está de acuerdo con la relación reportada en las referencias [6,12,17] bajo una velocidad muy alta de viento cruzado. Para las NDDCTs con intercambiador de calor dispuestos verticalmente, existe una velocidad del viento crítica para la que el rendimiento hidráulico de la torre de refrigeración seca es el más deteriorado con la tasa de flujo de masa de la ingesta aire y de cesión de calor de la torre (que llega a sus valores mínimos), y una temperatura del agua de salida de la torre que llega a su valor máximo a temperatura del agua de entrada constante.

Además, la cesión de calor de la torre disminuye a una velocidad de viento cruzado más baja que la velocidad del viento crítica, mientras que aumenta con la velocidad del viento cruzado mayor que la velocidad del viento crítica. La razón es que, en condiciones de mucho viento, el rendimiento térmico de los muros contra el viento es superior a otros radiadores o muros, y las tasas de flujo de masa de aire de los radiadores contra el viento aumentan con el viento cruzado, mientras que en otros muros disminuyen.

Con el aumento de la velocidad del viento cruzado por encima de la velocidad crítica del viento, el rendimiento térmico de toda la torre depende directamente de rendimiento térmico de los muros contra el viento, ya que las tasas de flujo de masa de aire de admisión y rechazo de calor de otros radiadores varían un poco, y no se pueden comparar con las de radiadores contra el viento.

En este caso, la NDDCT actúa más como un proyecto de torre de refrigeración forzada con flujo de aire empujado por radiadores contra el viento, lo que induce el incremento de la eficiencia de transferencia de calor, mientras que el modelo teórico anterior para evaluar la variación de transferencia de calor por el viento causado con viento cruzado no es válido bajo esta condición. Como resultado de ello, el trabajo de ensayo siguiente se lleva a cabo a una velocidad de viento cruzado inferior a la velocidad crítica del viento.

La velocidad crítica del viento está relacionada con los parámetros geométricos de la torre, y no es menor de 10 m/s para una NDDCT con diámetro de la base mayor de 100 metros [6,10,12,17].

### **IV.3. Comprobación del método**

Una vez explicado el desarrollo del método que se va a aplicar, se va a proceder a comprobar su buena ejecución. Para ello, se va a mostrar el proceso con el primer caso y se mostraran los 20 casos realizados para la comprobación con los resultados medidos experimentalmente en la torre.

#### **-Datos de la Torre:**

Altura total  $H_T=173$  m.

Diámetro a la entrada de la torre  $D_i=155$  m.

Diámetro a la salida de la torre  $D_o=91$  m.

Parámetro geométrico del intercambiador  $f=0.41$ .

#### **-Datos de operación:**

Temperatura del ambiente  $t_{aw}=17.67$  °C.

Humedad relativa (relación de humedad)  $\phi=40\%$ .

Temperatura de bulbo húmedo  $t_{wb}=10.5$  °C.

Temperatura de entrada del agua caliente  $t_{w1w}=48.56$  °C.

Gasto másico de agua  $m_w=19527.78$  kg/s.

Velocidad del viento cruzado  $V_w=2.88$  m/s.

#### **-Datos de torre de referencia**

Temperatura del ambiente de referencia  $t_{awref}=26.8$  °C.

Temperatura del aire dentro de la torre de referencia  $t_{amwref}=49.3$  °C.

Temperatura de entrada del agua de referencia  $t_{w1wref}=59.7$  °C.

Temperatura de salida del agua de referencia  $t_{w2wref}=50.0$  °C.

Velocidad del viento cruzado de referencia  $V_{wref}=2.6$  m/s.

A partir de estos datos, la aplicación creada para nuestro cálculo resuelve las operaciones descritas en el apartado anterior y nos muestra los siguientes resultados. El conjunto de operaciones se encuentra en los anexos de programación adjuntos al final del texto.

Calor desprendido por la torre  $Q_{TW}=724.497$  MW.

Temperatura de salida del agua de la torre  $t_{w2w}=39.6865$  °C.

Gasto másico de aire  $m_a=80558.4$  kg/s.

Eficiencia de transferencia de calor  $\varepsilon_w=0.919396$ .

Ángulo de desviación del penacho  $\theta=35.4451^\circ$

Pérdida de carga en la torre  $F_R=62.8577$  Pa.

A continuación, en la siguiente página se muestran los 20 casos tomados comparados con los resultados experimentales.

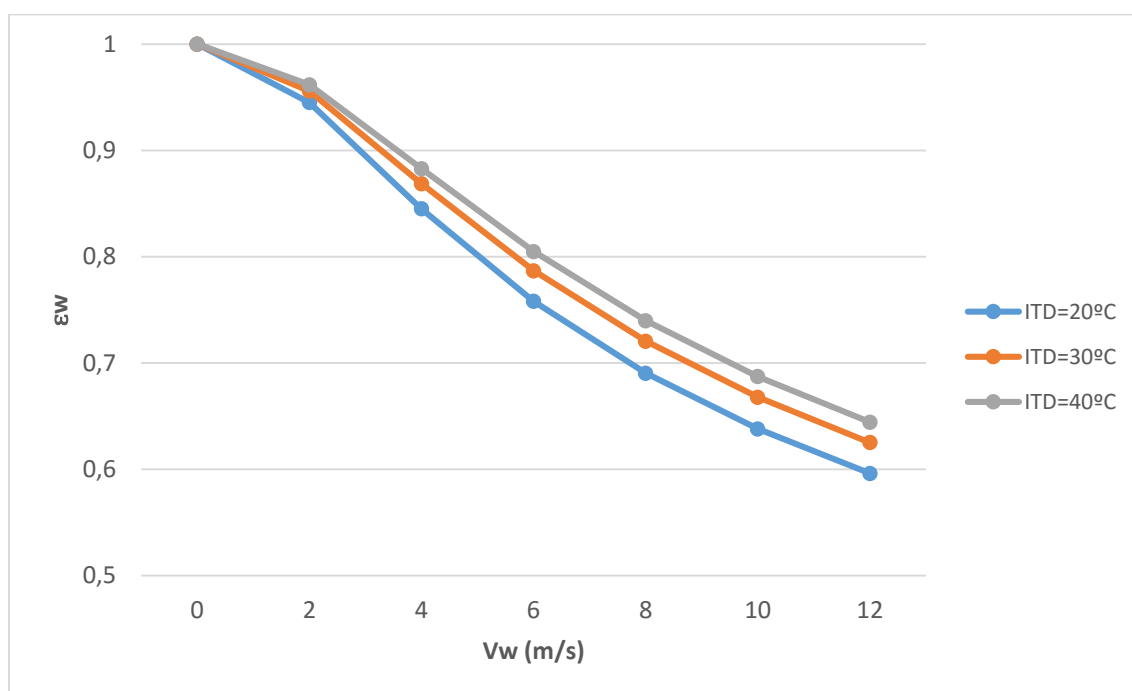
Como se puede comprobar, los resultados obtenidos no superan un error de más del 10%, por lo que considerando los errores que hay tener en cuenta experimentalmente (medición y equipos) y los considerados en el método ya explicados (propiedades y simplificaciones) se puede decir que el algoritmo aplicado es bueno y permite ver el efecto del viento en el rendimiento de la torre.

Caso	$t_{aw}$ (°C)	$t_{wb}$ (°C)	$V_w$ (m/s)	$t_{w1w}$ (°C)	ITD (°C)	$t_{w2w}$ medida (°C)	$t_{w2w}$ cálculo (°C)	Error $t_{w2w}$	$Q_{Tw}$ medida (MW)	$Q_{Tw}$ cálculo (MW)	Error $Q_{Tw}$	$\epsilon_w$
1	17,67	10,5	2,88	48,56	30,89	39,95	39,69	0,66%	703,09	724,50	-3,04%	91,94%
2	17,92	10,9	2,58	45,32	27,4	37,89	37,53	0,95%	606,75	635,90	-4,80%	92,72%
3	19,12	11,05	6,84	55,63	36,51	46,11	46,57	-1,00%	777,02	739,77	4,79%	77,39%
4	21,98	13,9	7,32	59,38	37,4	49,53	50,21	-1,37%	803,78	748,74	6,85%	76,25%
5	22,46	14,05	4,42	57,32	34,86	47,89	47,76	0,27%	770,51	780,61	-1,31%	86,25%
6	23,05	14,6	0,54	50,05	27	42,51	41,84	1,58%	615,55	670,44	-8,92%	99,61%
7	23,62	15	3,43	55,91	32,29	47,09	46,78	0,65%	720,17	745,19	-3,47%	90,01%
8	28,23	18,3	5,19	64,63	36,4	55,05	54,88	0,31%	781,72	796,19	-1,85%	83,83%
9	29,01	19	4,85	64,36	35,35	54,69	54,81	-0,21%	789,43	779,95	1,20%	84,98%
10	31,16	20,85	4,65	65,98	34,82	56,81	56,51	0,53%	748,9	773,12	-3,23%	85,78%
11	22,58	14,3	0,94	44,32	21,74	38,3	37,99	0,80%	491,62	516,65	-5,09%	98,65%
12	21	13	3,2	43,71	22,71	37,35	37,71	-0,97%	519,39	489,84	5,69%	88,87%
13	24,53	15,45	1,84	48,46	23,93	42,03	41,61	1,01%	525,11	559,53	-6,55%	95,65%
14	22,7	14,5	0,63	46,89	24,19	39,88	39,67	0,52%	572,47	589,28	-2,94%	99,43%
15	17,21	10,3	1,16	42,96	25,75	35,81	35,29	1,46%	583,91	626,58	-7,31%	98,16%
16	28,66	18,7	2,51	56,42	27,76	48,34	48,48	-0,29%	659,85	648,29	1,75%	93,44%
17	26,11	16,95	3,87	55,35	29,24	46,59	47,44	-1,82%	715,39	645,87	9,72%	87,59%
18	31,71	21,15	4,59	64,43	32,72	54,67	55,64	-1,77%	797,05	717,78	9,95%	85,60%
19	15,67	9	1,13	45,22	29,55	36,54	36,19	0,95%	708,85	737,10	-3,99%	98,40%
20	21,82	13,8	2,44	52,37	30,55	43,08	43,43	-0,82%	758,67	729,65	3,83%	93,92%

Fig. IV.5. Tabla de resultados.

#### IV.4. Análisis de la torre de refrigeración seca de tiro natural

Tras haber comprobado la validez del nuevo método, vamos a realizar una serie de análisis en función de los diferentes parámetros para ver los efectos que se producen en la torre.



*Fig.IV.6. Variación de la eficiencia de la torre en función de la velocidad del viento cruzado.*

En esta figura se puede observar como el parámetro de eficiencia de transferencia de calor de la torre en función del viento sigue el comportamiento esperado. A medida que el viento cruzado aumenta la eficiencia de la torre disminuye, estando en valores de velocidad del viento crítica cerca del 60-70%. Además, cuanto menor es la diferencia de temperaturas inicial (ITD), la disminución es mayor ya que como habíamos visto anteriormente la transferencia de calor se reduce.

La razón es que cuando la diferencia inicial de temperaturas (ITD) es mayor, el aire que entra en la torre es muy grande y la desviación del



penacho causada por el viento cruzado se reduce. Esto se traduce en que la velocidad de salida del aire de la torre es mayor cuando la ITD es mayor, y se produce una mayor resistencia al viento cruzado, lo que hace que la eficiencia disminuya más lentamente.

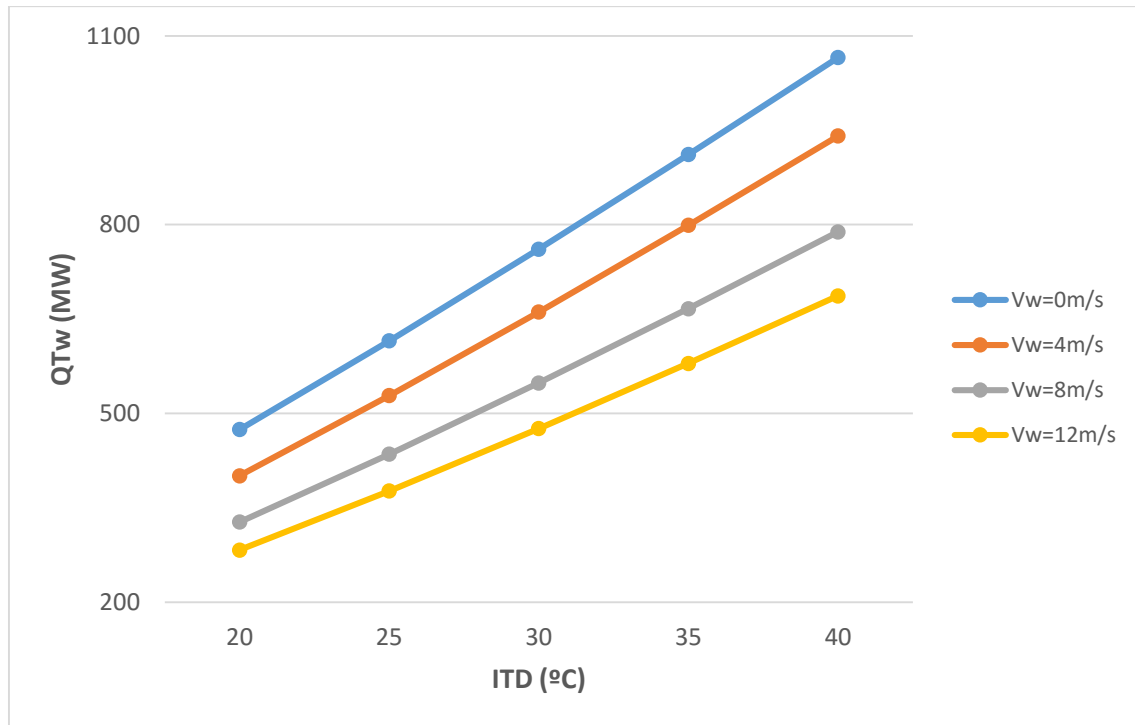


Fig. IV.7. Variación de la cesión de calor en función de la diferencia inicial de temperaturas (ITD).

Como se puede apreciar, la cesión de calor de la torre crece prácticamente de forma lineal con el intervalo inicial de temperaturas (ITD). Esto es lógico ya que, a mayor diferencia de temperaturas, mayor es la facilidad para que se produzca la transferencia de calor. Además, cuanto mayor es la velocidad del viento cruzado menor es esta cesión de calor, por lo que como preveíamos la cesión de calor se ve perjudicada considerablemente por el efecto del viento a medida que este crece.

La relación de ITD y  $Q_{Tw}$  es diferente según la velocidad del viento cruzado. La pendiente, cuyo significado es el crecimiento de  $Q_{Tw}$  por cada grado que aumenta la ITD, es más grande bajo una velocidad de viento cruzado menor. Es decir, la ITD tiene un mayor impacto en la capacidad de enfriamiento de la torre bajo una velocidad de viento cruzado pequeña, y, por tanto, la cesión de calor de la torre aumenta más rápidamente con una ITD bajo una velocidad de viento cruzado más pequeña.

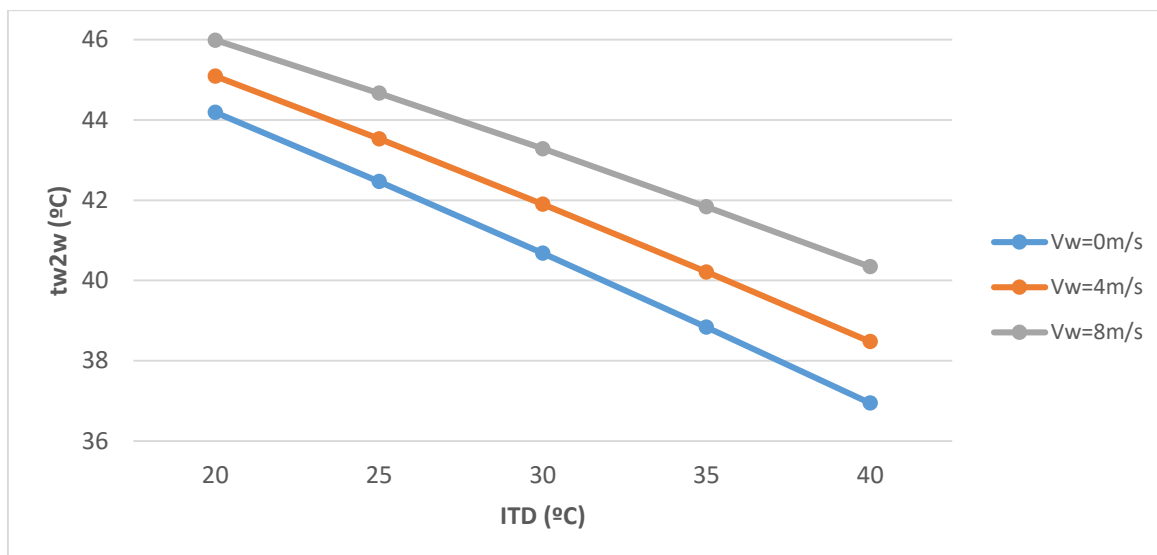


Fig. IV.8. Variación de la temperatura de salida del agua bajo el efecto del viento en función de la diferencia inicial de temperaturas.

Como se puede comprobar, la temperatura de salida del agua de la torre disminuye a medida que aumenta la diferencia inicial de temperaturas (ITD). Esto es razonable, ya que al ser la ITD mayor, la transferencia de calor al agua es también mayor y por tanto la temperatura con la que el agua va a salir de la torre es menor, siendo mayor la refrigeración. Además, esta refrigeración del agua es mayor si el viento cruzado lleva una velocidad pequeña, ya que al aumentar la velocidad del viento cruzado la transferencia de calor se ve perjudicada y la temperatura de salida del agua será más alta, como se puede apreciar en el gráfico.

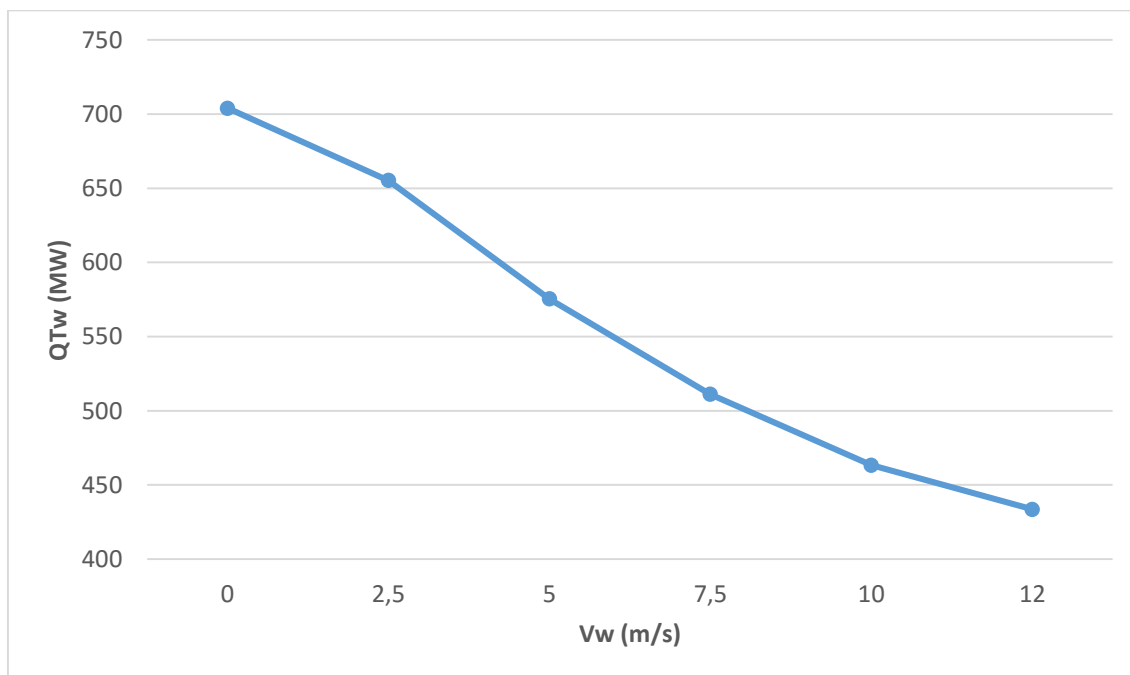


Fig. IV.9. Variación de la cesión de calor en función de la velocidad del viento cruzado.

Como se comentaba anteriormente, la cesión de calor se ve disminuida a medida que la velocidad del viento cruzado es mayor. Este efecto se puede comprobar claramente en la gráfica superior.

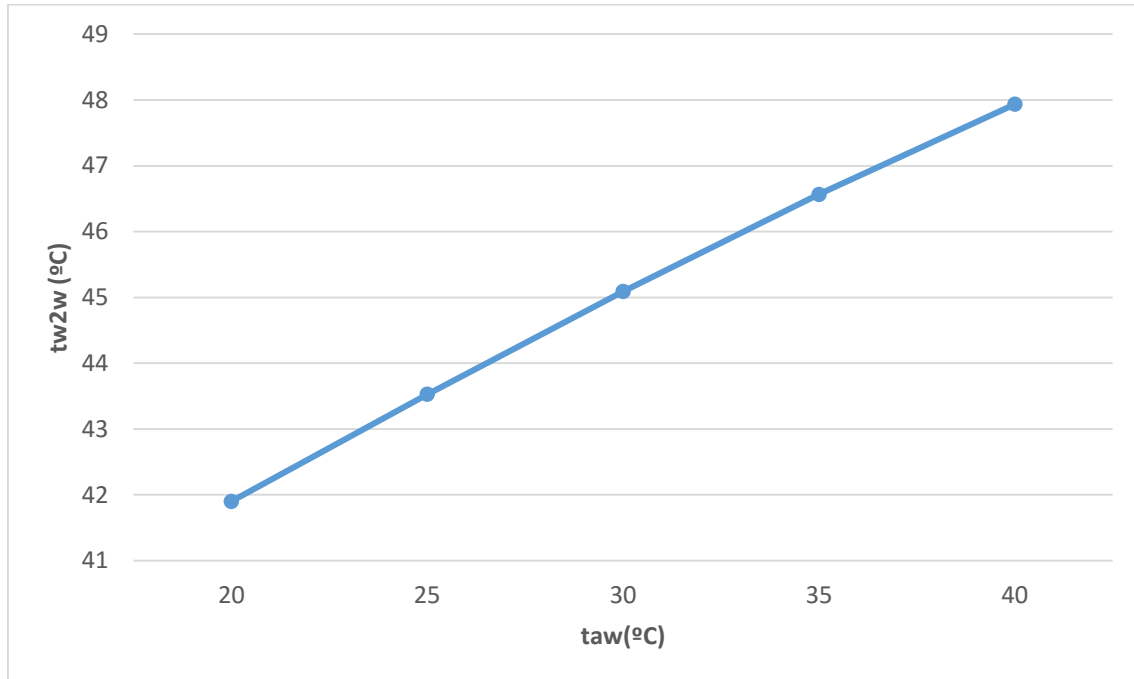


Fig. IV.10. Variación de la temperatura de salida del agua en función de la temperatura ambiente. Ambas bajo el efecto del viento cruzado.

Cuando la temperatura ambiente sube, el incremento de la temperatura del agua de salida de la torre aumenta también de manera prácticamente lineal, como se había expuesto en el desarrollo del método.

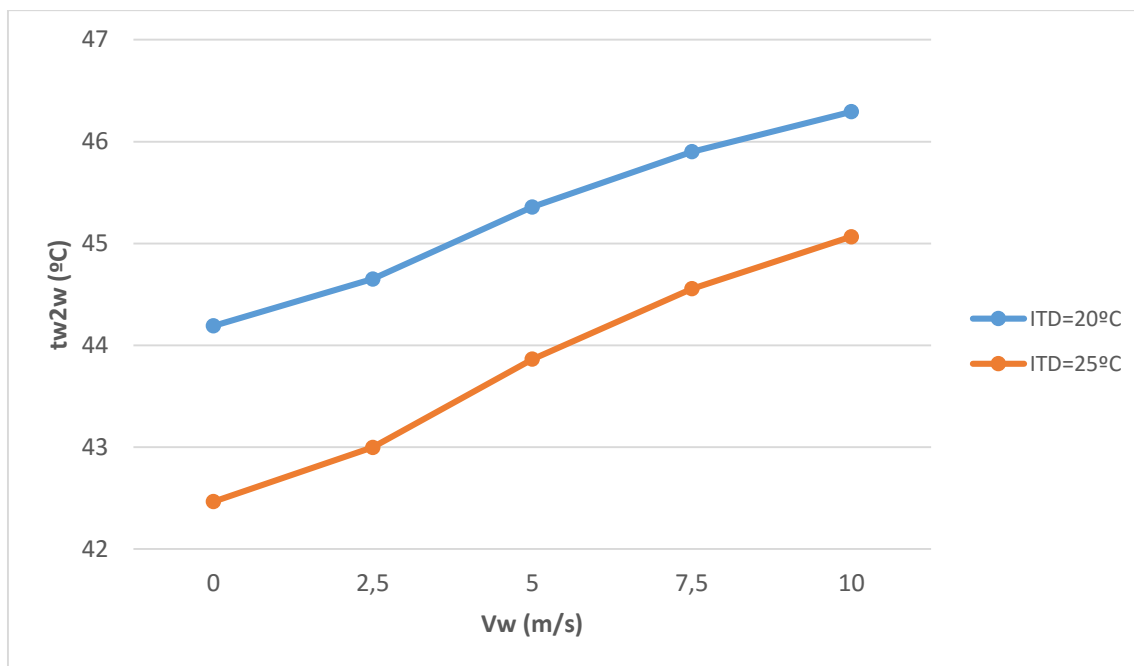
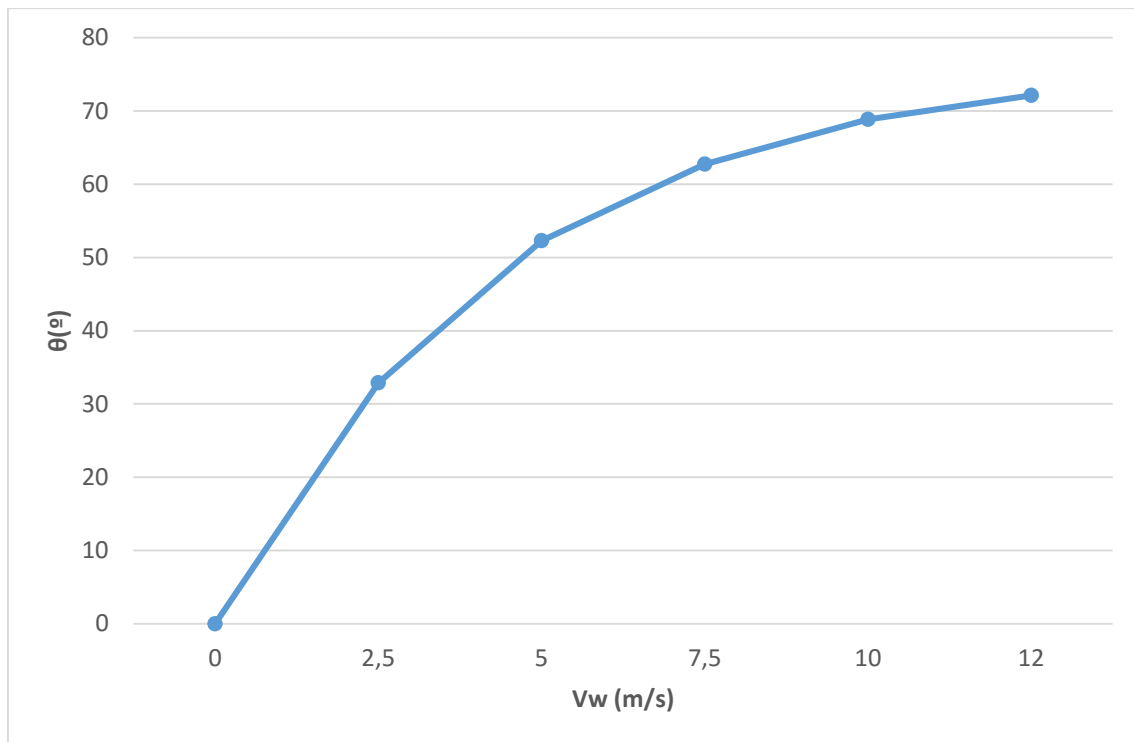


Fig. IV.11. Variación de la temperatura de salida del agua bajo el efecto del viento en función de la velocidad del viento cruzado.

La variación de la temperatura de salida del agua de la torre con la velocidad del viento cruzado coincide con lo expuesto en el desarrollo del método de cálculo para velocidades menores de la velocidad crítica del viento cruzado. Hay que recordar que esta velocidad crítica para torres de diámetro de la base de al menos 100 metros no es menor de 10 m/s, siendo valores de velocidades poco comunes en la realidad durante el funcionamiento de estas torres. Al aumentar la velocidad del viento cruzado la transferencia de calor es peor en la torre, y por lo tanto la temperatura a la que va a salir el agua refrigerada va a ser mayor.

Además, si la diferencia inicial de temperaturas (ITD) es pequeña, la transferencia de calor va a ser todavía peor y la temperatura de salida del agua va a ser mayor, como se observa en el gráfico elaborado a una misma temperatura de entrada del agua en la torre (50°C) para ambos casos representados.



*Fig.IV.12. Variación del ángulo de desviación del penacho de humo a salida de la torre en función de la velocidad del viento cruzado.*

La gráfica superior muestra la variación del ángulo de desviación del penacho de humo en la salida de la torre en función de la velocidad del viento cruzado. Como es lógico, cuanto mayor es la velocidad del viento cruzado, mayor es la desviación del penacho ya que ejerce más fuerza el viento sobre la columna de humo que sale de la torre.

## **Capítulo V. Implementación en Matlab.**

### **V.1. Introducción**

Tras haber desarrollado el método de cálculo que se va a seguir para comprobar el comportamiento de una torre de refrigeración seca de tiro natural, se va a proceder a explicar el proceso seguido para crear la aplicación y a describir el uso de la misma.

GUIDE es una herramienta de Matlab cómoda y sencilla para crear aplicaciones sin problemas de compatibilidad y por ello ha sido la elegida.

En primer lugar, se realizará una breve explicación acerca del funcionamiento de Matlab y GUIDE. En segundo lugar, se describirá la aplicación y se realizará una demostración de cálculo con la aplicación.

## **V.2. Matlab y la herramienta Guide**

Matlab (*Matrix Laboratory*), es un programa de mucho potencial para cálculo numérico con vectores y matrices, además de trabajar también con números escalares (complejos y reales). Además, Matlab ofrece una gran variedad de posibilidades para graficar en dos y tres dimensiones.

En la pantalla principal de Matlab podemos ver los tres componentes principales del entorno de trabajo:

- *Current Folder*: es necesario indicar a Matlab en que directorio se encuentran los ficheros que usamos, ya que para poder utilizarlos es necesario estar trabajando en dicho directorio.
- *Command Window*: es la ventana principal de trabajo. En ella se puede llamar a funciones o ficheros, escribir los comandos que vayamos a utilizar y acceder a la librería de ayuda de Matlab. También se muestran los errores de producidos al ejecutar una función y posibles soluciones.
- *Workspace*: en esta ventana se tiene acceso a los comandos introducidos en acciones anteriores.



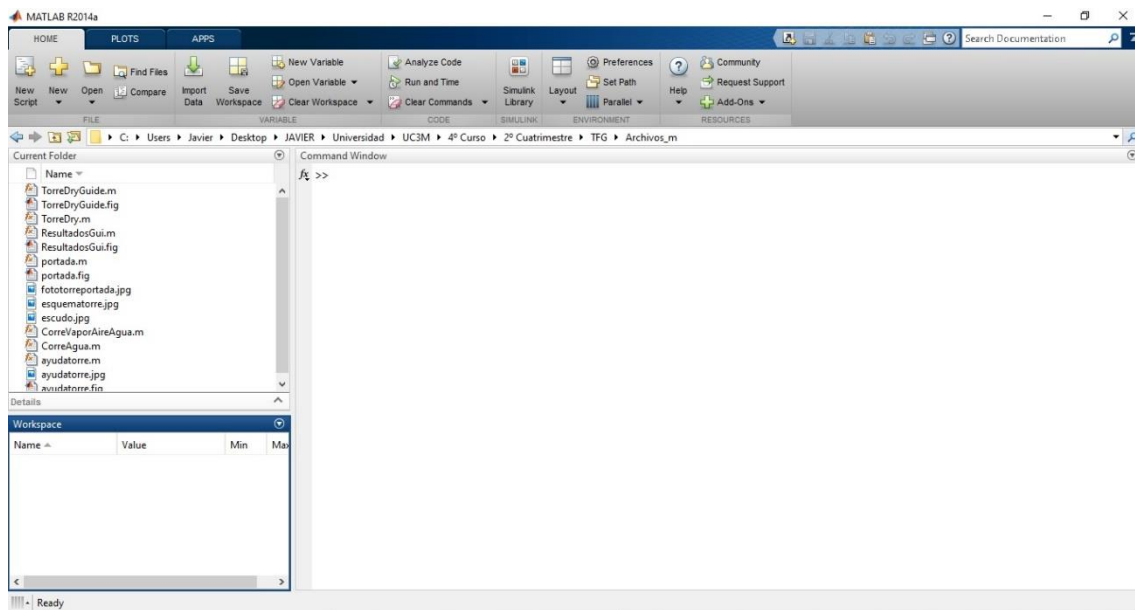


Fig. V.1. Ventana de inicio de Matlab

Dentro de Matlab, hay diversas herramientas que han sido utilizadas para el diseño de la aplicación:

- *Editor*: permite crear o modificar ficheros “.m” y también ejecutarlos y comprobar su código. Es la parte de programación dentro del programa. El editor muestra con diferentes colores el tipo de comandos escritos sobre el (comentarios en verde, cadenas de caracteres en rojo...) y va ayudando a dicha programación según se escribe el código con informaciones de ayuda.

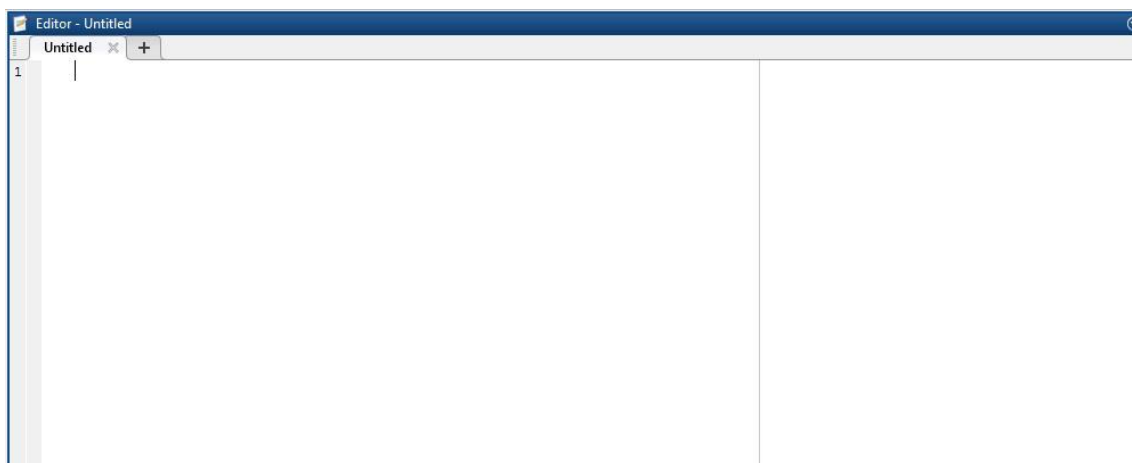


Fig. V.2. Editor de Matlab.

Matlab permite establecer de forma sencilla cuadros de dialogo de Windows. Este conjunto se denomina interfaz de usuario. Además, es una aplicación que permite programar de forma intuitiva y fácil. No se trata de un lenguaje de programación complejo como pueden ser los especializados ya que se basa en la utilización de bucles, las llamas a diferentes funciones y la lectura y escritura interactiva de variables.

En Matlab se distinguen dos tipos de objetos:

- Gráficos: propios de Matlab y que están diseñados para representar resultados.
- Windows: corresponden a los recursos comunes al resto de aplicaciones.

Matlab sigue una estructura jerárquica basada en la relación “padre-hijo”: existe un objeto superior llamado objeto raíz del cual van a derivar el resto de ventanas.

Una pantalla puede contener una o más ventanas. Cada una de las ventanas puede tener a su vez uno o más objetos de un nivel inferior y otros elementos como controles, botones, menús, etc.

A continuación, se muestra un esquema de este tipo de jerarquía.

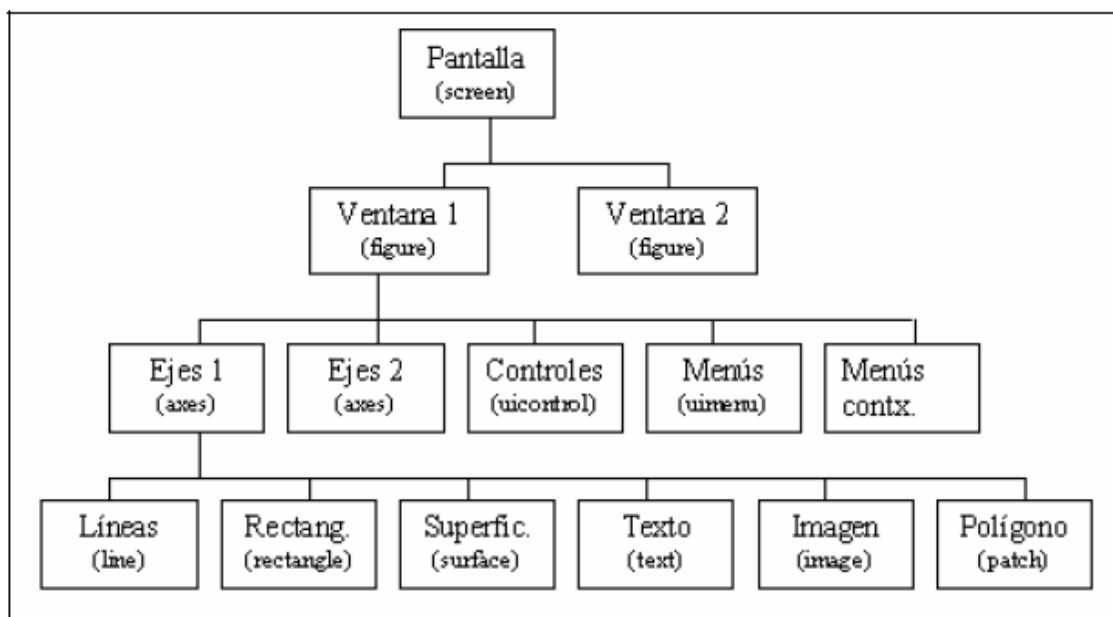
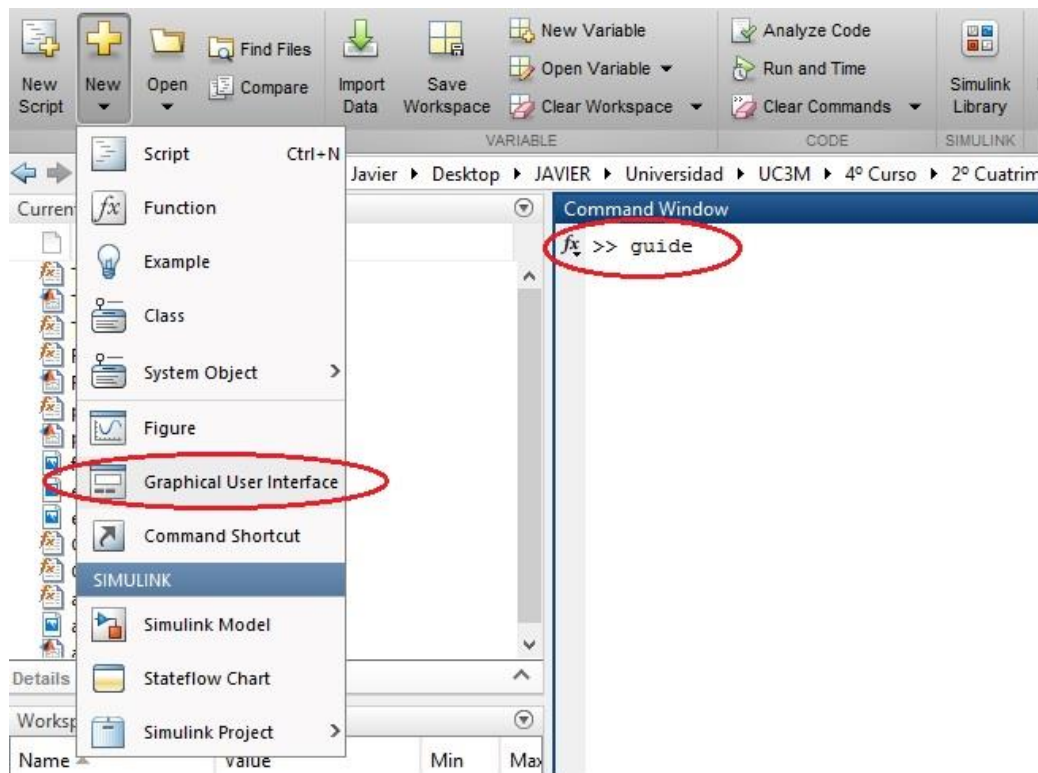


Fig. V.3. Jerarquía en Matlab.

Dentro de Matlab, se encuentra la herramienta GUIDE (Graphical User Interface). GUIDE es una muestra gráfica que contiene dispositivos o componentes, que permiten al usuario realizar una serie de tareas con un programa informático. Para llevar a cabo estas tareas, el usuario no tiene que escribir ningún comando en Matlab.

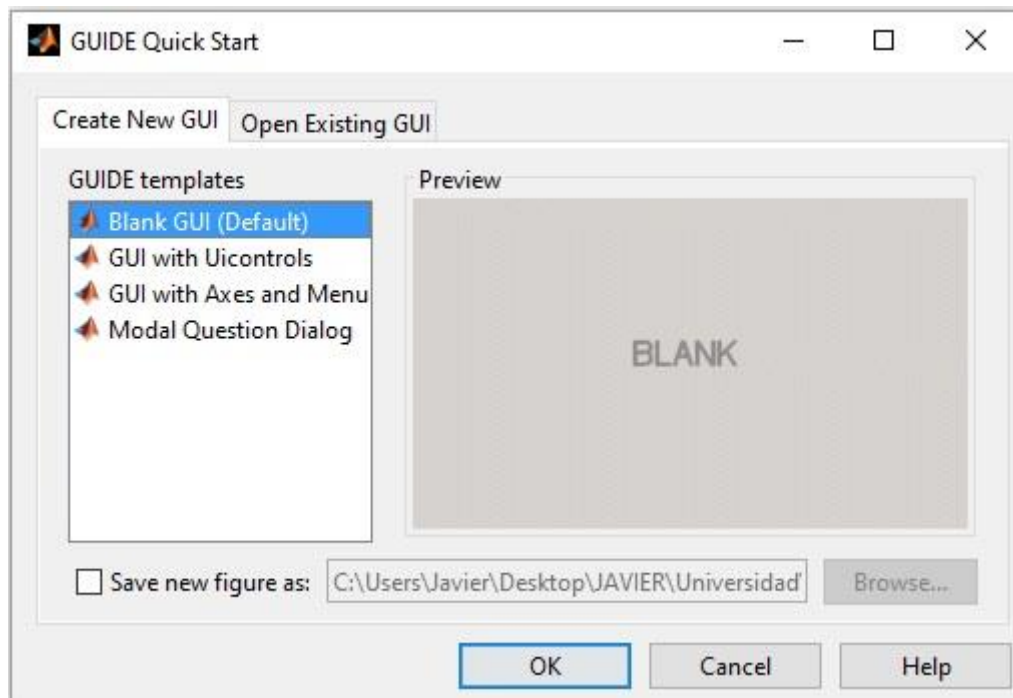
Para acceder a GUIDE desde Matlab existen dos opciones:

- Escribiendo “guide” en la “Command Window”.
- Abrir el desplegable “New” y abrir “Graphical User Interface”.



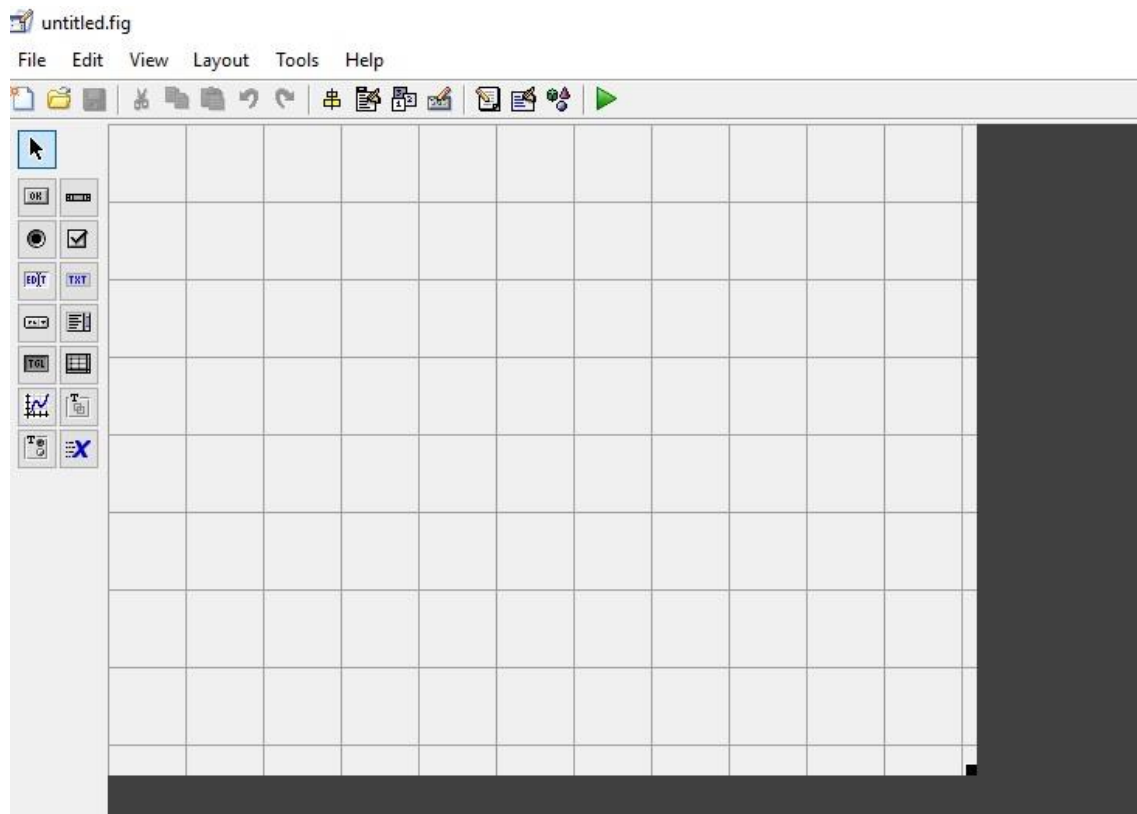
*Fig. V.4. Acceso a Guide desde Matlab*

Al abrirse la ventana de dialogo permite crear un “gui” nuevo según unas plantillas o abrir una ventana ya realizada para editarla.



*Fig.V.5. Ventana de creación o edición de Guide.*

Al abrir una nueva ventana de GUIDE se abrirá el editor donde se diseña la parte grafica de nuestra aplicación. Los distintos elementos que podemos incorporar a la aplicación son los siguientes:



*Fig. V.6. Editor de ventanas de Guide*

- Pushbutton: al pulsar este elemento se ejecuta la función para la que ha sido programado.
- Checkboxes: tienen el mismo propósito que el pushbutton, solo que tiene dos posibilidades únicamente, activado o desactivado.
- Radio Buttons: cumplen la misma función que los checkboxes pero son excluyentes respecto al resto de botones de misma naturaleza.
- Pop-up Menus: nos permiten elegir entre varias opciones de un menú desplegable.
- Static Textboxes: cajas donde únicamente se puede escribir un texto fijo.
- Edit Textboxes: cajas donde se van a poder visualizar los resultados de una ejecución y donde se van a poder introducir variables de entrada para el cálculo.
- Frames: se trata de recuadros que permiten separar bloques y mejorar la estructura de la ventana.
- Axes: útiles para mostrar graficas e imágenes.
- Editor de menús: genera, tras una programación y definición del mismo, la barra de herramientas de nuestra ventana donde están alojados los menús.

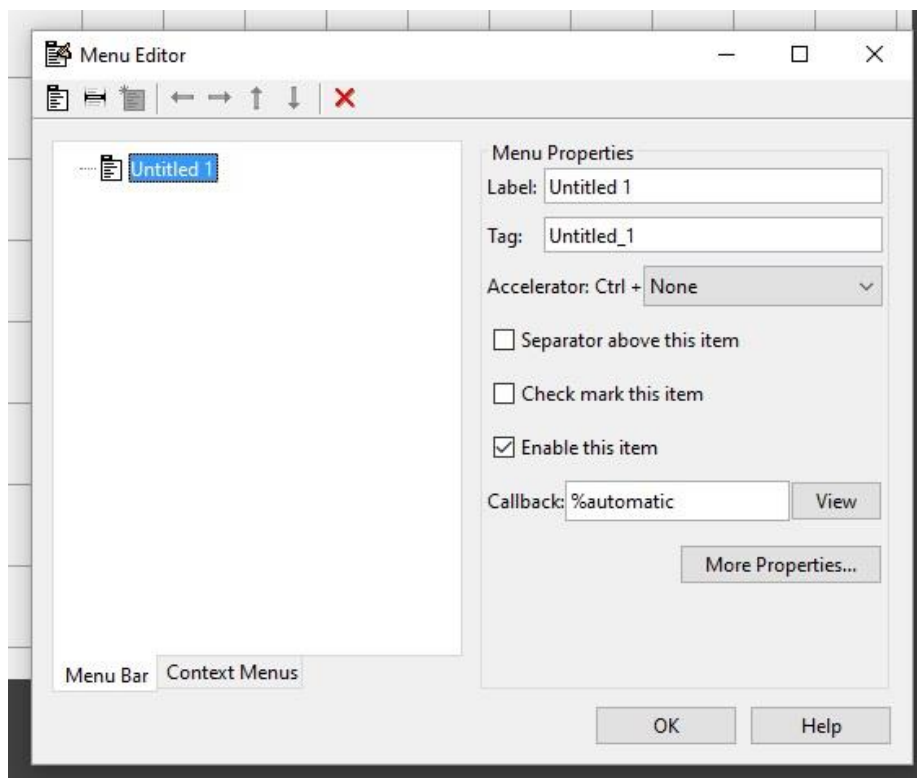


Fig. V.7. Editor de menús de Guide.

- Editor de propiedades: permite modificar la configuración de cada elemento existente dentro de la ventana. Permite programar de manera sencilla sin tener que recurrir a la programación.

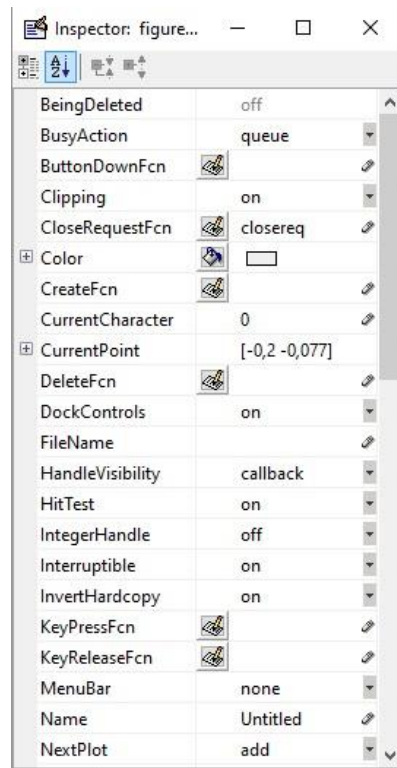


Fig. V.8. Editor de propiedades de Guide.

- Herramienta para alinear: útil para que la apariencia de la ventana quede bien y los elementos bien organizados.

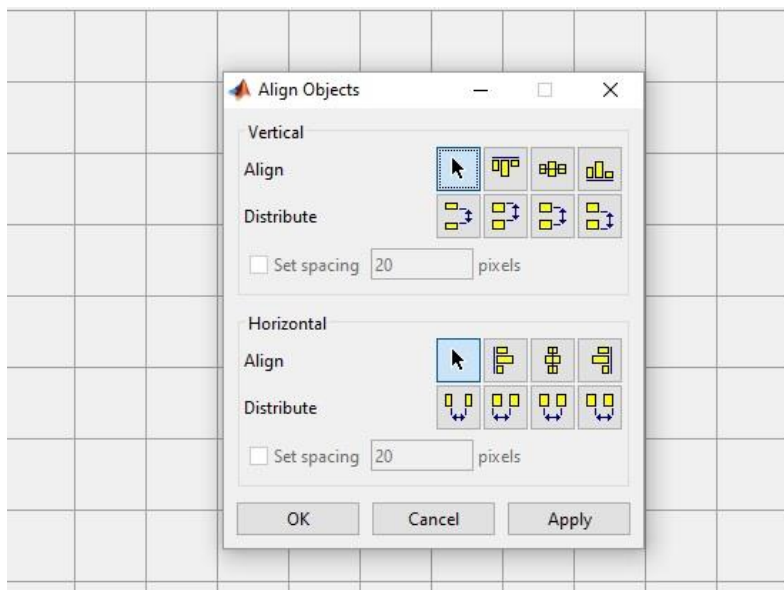


Fig.V.9. Herramienta para alinear de GUIDE.

Al ejecutar o guardar por primera vez la ventana, se generan automáticamente dos ficheros de extensiones “.fig” y “.m” que almacenan toda la información:

- “.fig”: contiene la descripción completa de las figuras así como sus atributos específicos (color, forma...) que aparecerán en el entorno grafico que se ha diseñado.
- “.m”: contiene los códigos de programación donde se programan las especificaciones de cada elemento de la interfaz. Para acceder a la posición de cada elemento en este fichero hay que clicar con el botón derecho en el elemento dentro de GUIDE y acceder a “View Callback”.

Este tipo de ficheros se podrán observar con claridad en los anexos de programación adjunto al final del texto.

En Matlab, al borrar un objeto, se borran los elementos descendientes del mismo debido a la jerarquía “padre-hijo” explicada anteriormente. El diseño de la interfaz requiere el establecimiento previo de los componentes necesarios para la aplicación, para después programar todas las funciones necesarias para la ejecución del programa.

Las funciones programadas en esta aplicación informática han sido de tres tipos:

- Funciones intrínsecas a Matlab: son propias de Matlab, ya están definidas. Ejemplos: imag(x), isreal(x), round (x)...

- Funciones propias de la aplicación: estas funciones son creadas a propósito para el desarrollo de la aplicación informática que permita el cálculo de una torre de refrigeración seca de tiro natural. Se explican más adelante (cálculo de propiedades de fluidos, por ejemplo).
- Otras variables:
  - Vectores celda: los vectores de datos o “cell arrays” tienen como función almacenar datos escalares, matrices o caracteres para la carga de datos.
  - Identificadores o punteros: conocidos como “handle”. Todo objeto en Matlab tiene un único identificador. En ellos se puede grabar información que luego es utilizada y que mientras no se está usando no va a ocupar espacio en la memoria.



### V.3. Diagrama de flujo de la aplicación

A continuación, se muestra el diagrama de flujo de la aplicación, donde se ven de forma resumida los pasos que sigue el programa. En el anexo de programación van adjuntos las líneas de código que componen estos archivos.

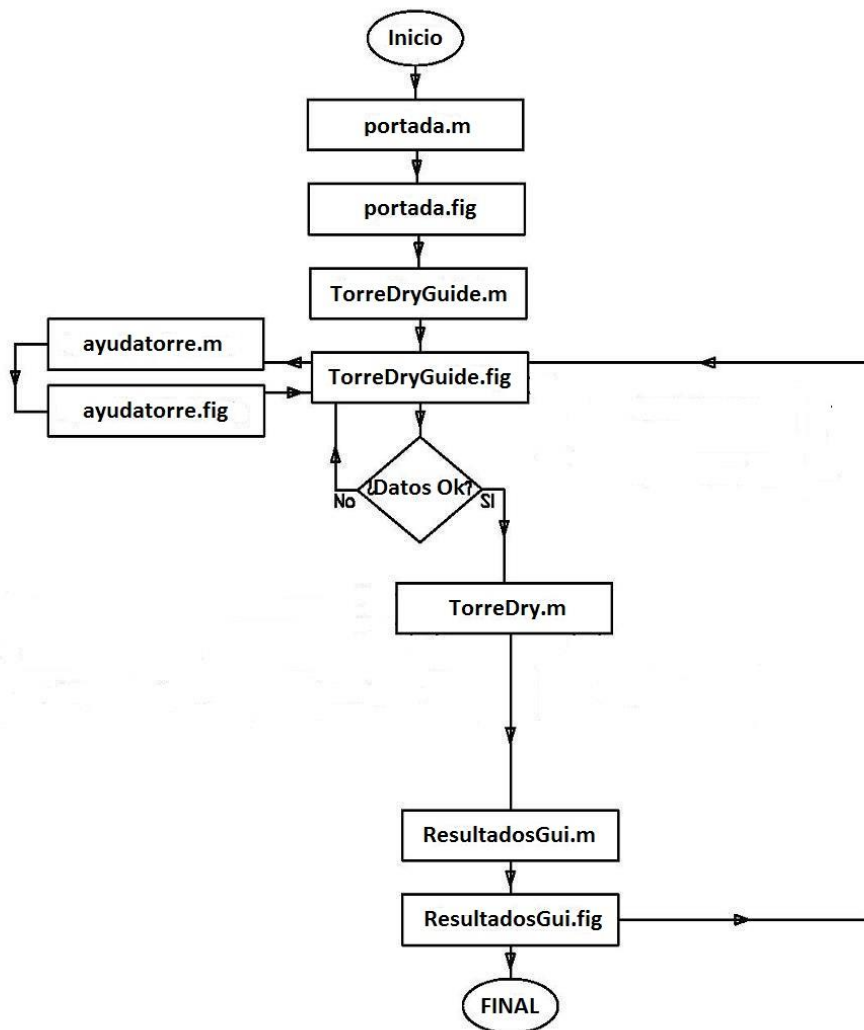


Fig. V.10. Diagrama de flujo de la aplicación.

#### V.4. Interfaz gráfica de la aplicación

En este apartado se va a describir la aplicación creada paso a paso para el cálculo de una torre de refrigeración seca de tiro natural.

Para iniciar la aplicación debemos ejecutar Matlab. En la ventana Current Directory, tenemos que abrir la carpeta que contiene los ficheros que forman el programa, es decir, el directorio.

Cuando tenemos la carpeta abierta, desde el Command Window de Matlab, tecleamos “portada”. Se arrancará la aplicación.



Fig. V.11. Portada de la aplicación.

Para continuar debemos pulsar “Continuar”, abriéndose la ventana de introducción de datos de nuestra torre a estudiar.

TorreDryGuide

Archivo Ayuda

**Datos Geométricos de la Torre**

Díametro de Entrada de la Torre (m)

Díametro de Salida de la Torre (m)

Altura Total de la Torre (m)

**Datos atmosféricos**

Velocidad del viento cruzado (m/s)

**Datos de Operación**

Temperatura del aire ambiente (°C)

Temperatura de bulbo húmedo (°C)

Temperatura de entrada del agua (°C)

Gasto de agua (kg/s)

**Calcular**

Fig. V.12. Ventana de introducción de datos.

En la parte superior izquierda se encuentra la barra de herramientas desde donde podemos acceder al menú de Archivo y al de Ayuda.

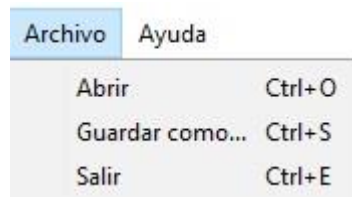


Fig. V.13. Archivo.

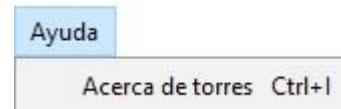


Fig. V.14. Ayuda.

Desplegando cada menú tenemos:

- “Abrir”: permite cargar archivos.mat, en los cuales tenemos guardados datos de torres de refrigeración utilizados anteriormente.

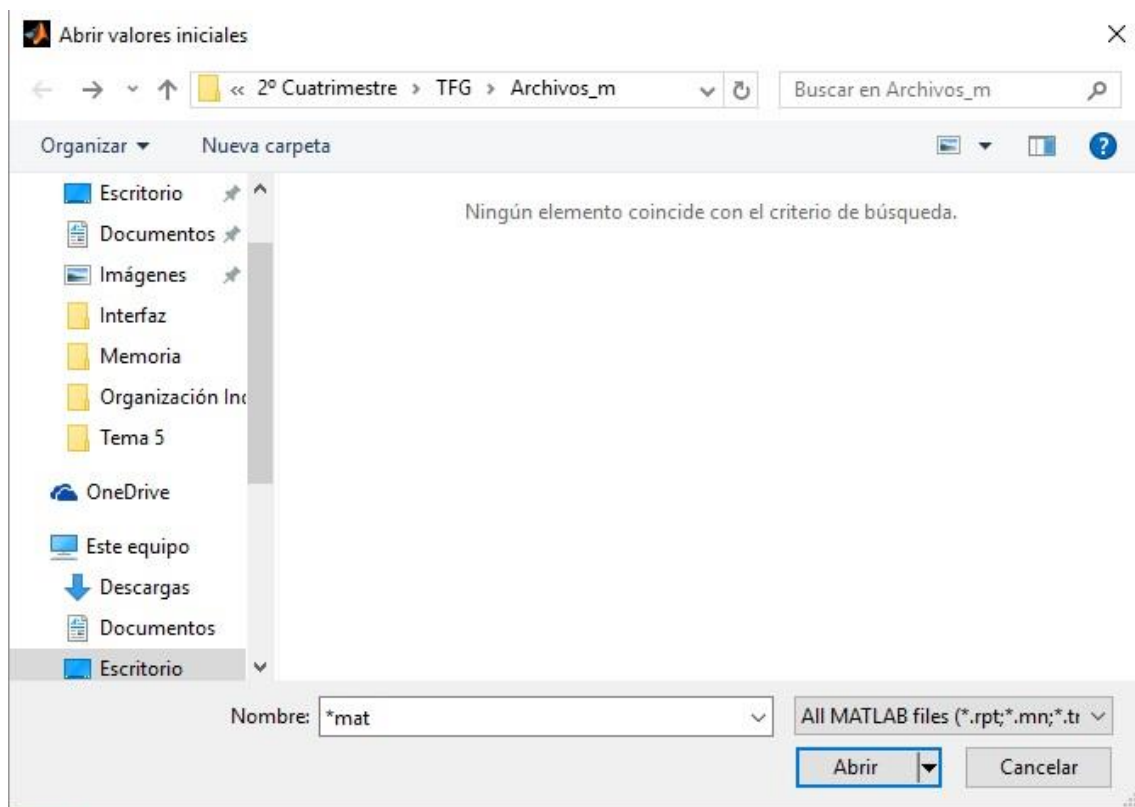


Fig.V.15. Abrir.

- “Guardar como...”: permite guardar datos que hayamos introducido para poder volver a utilizarlos en futuros estudios.

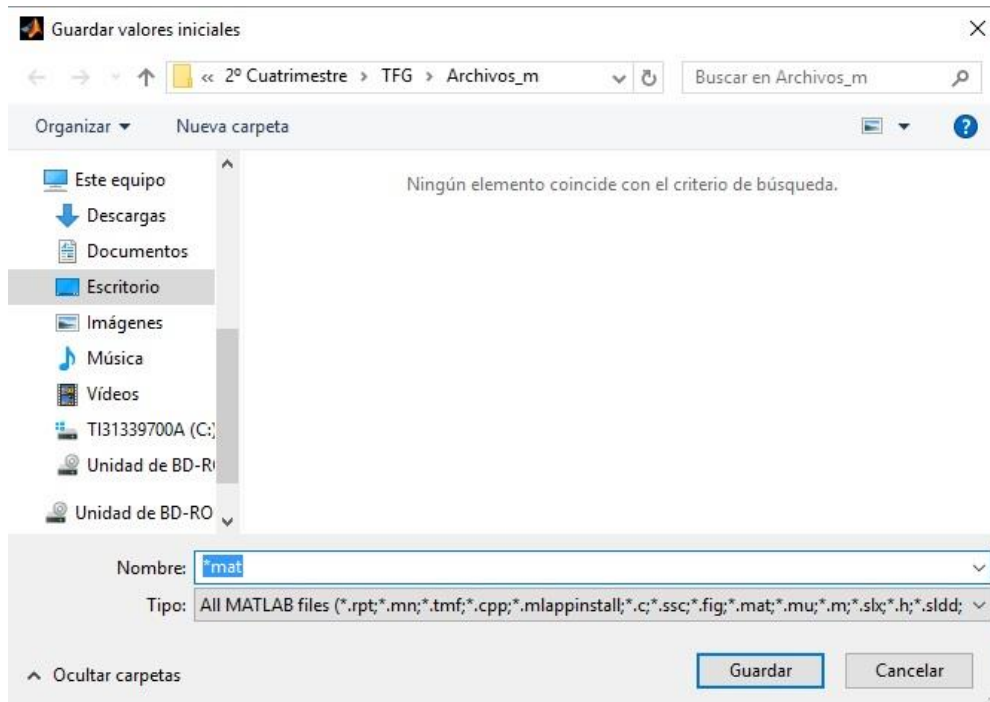


Fig.V.16. Guardar como...

- “Salir”: permite salir de la aplicación.
- “Acerca de Torres”: nos proporciona información acerca de consideraciones tomadas en cuenta en el método y de variables importantes en el cálculo. El botón “Volver” nos permite volver a la pantalla de introducción de datos.



Fig.V.17. Acerca de Torres.

Dentro de la pantalla de introducción de datos podemos encontrar los siguientes menús:

- Datos geométricos de la torre: dimensiones de nuestra torre objeto de estudio.



Formulario de Datos Geométricos de la Torre. El formulario tiene un título "Datos Geométricos de la Torre" en un recuadro rojo. Contiene tres campos de entrada de texto:

- Diametro de Entrada de la Torre (m)
- Diametro de Salida de la Torre (m)
- Altura Total de la Torre (m)

Fig. V.18. Datos geométricos de la torre.

- Datos de Operación: datos de operacion de mi torre, condiciones de los fluidos de trabajo (aire y agua).



Formulario de Datos de Operación. El formulario tiene un título "Datos de Operación" en un recuadro rojo. Contiene cuatro campos de entrada de texto:

- Temperatura del aire ambiente (°C)
- Temperatura de bulbo húmedo (°C)
- Temperatura de entrada del agua (°C)
- Gasto de agua (kg/s)

Fig. V.19. Datos de Operación.

- Datos atmosféricos: condiciones del viento cruzado.




Fig. V.20. Datos atmosféricos.

Una vez introducidos nuestros datos, debemos pulsar en el botón “Calcular” para obtener los resultados del cálculo. No obstante, si no se han introducido los datos necesarios, o bien, no han sido introducidos de manera correcta (unidades), aparecerá una ventana de aviso y la aplicación no continuará hasta la corrección de los mismos.



Fig. V.21. Aviso de error en introducción de datos.

Además, si la velocidad del viento cruzado supera los 10 m/s, aparecerá un aviso que nos advierte de este hecho y de que los resultados obtenidos pierden fiabilidad por lo explicado en el desarrollo del cálculo.

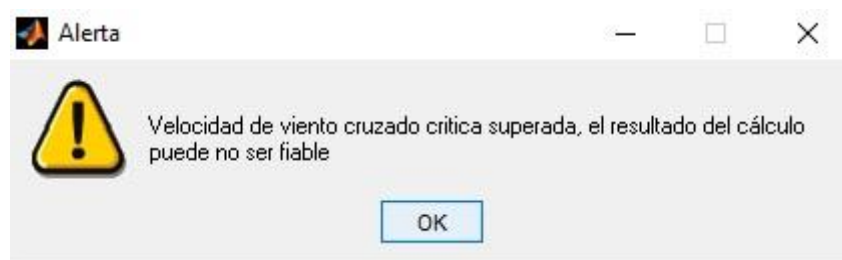


Fig. V.22. Aviso de velocidad crítica de viento cruzado superada.

Si los datos han sido introducidos correctamente, la aplicación continúa:



The screenshot shows a software window titled 'ResultadosGui' with a menu bar containing 'Archivo'. The main area is divided into two sections: 'Datos Iniciales de la Torre' and 'Resultados'.

**Datos Iniciales de la Torre:**

Diametro de entrada (m)	Altura de la Torre (m)	Temperatura bulbo húmedo (°C)	Velocidad del viento (m/s)
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Diametro de salida (m)	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura del agua entrada (°C)	Gasto de agua (kg/s)
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

**Resultados:**

Calor desprendido por la torre (MW)	Gasto de aire (kg/s)	Desviación del penacho (°)
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Temperatura de salida del agua de la torre (°C)	Eficiencia de Transferencia de Calor	Perdida de carga en la torre (Pa)
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

At the bottom of the window are two buttons: 'Volver a calcular' and 'Salir'.

Fig. V.23. Ventana para la visualización de los resultados.

La ventana de visualización de resultados se divide en dos menús:

- “Datos iniciales de la torre”: Se muestran los datos introducidos de la torre y las condiciones ambientales y de operación en la ventana anterior.

This is a close-up of the 'Datos Iniciales de la Torre' section from the previous figure. It shows a grid of eight input fields for the following parameters:

- Diametro de entrada (m)
- Altura de la Torre (m)
- Temperatura bulbo húmedo (°C)
- Velocidad del viento (m/s)
- Diametro de salida (m)
- Temperatura ambiente (°C)
- Temperatura del agua entrada (°C)
- Gasto de agua (kg/s)

Fig. V.24. Datos iniciales de la torre.

- “Resultados”: se muestran los resultados del proceso de cálculo.
  1. Calor desprendido por la torre (MW): la potencia de la torre en las condiciones dadas.
  2. Temperatura de salida del agua de la torre (°C).
  3. Gasto de aire que asciende por la torre (kg/s).



4. Eficiencia de transferencia de calor de la torre, el rendimiento de nuestra torre bajo las condiciones de operacion y de viento introducidas.
5. Desviación del penacho de humo ( $^{\circ}$ ) a la salida de la torre por efecto del viento cruzado. El ángulo de desviación indicado es respecto al eje vertical.
6. Pérdida de carga en la torre (Pa).

Resultados		
Calor desprendido por la torre (MW)	Gasto de aire (kg/s)	Desviación del penacho ( $^{\circ}$ )
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>
Temperatura de salida del agua de la torre ( $^{\circ}$ C)	Eficiencia de Transferencia de Calor	Pérdida de carga en la torre (Pa)
<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Fig. V.25. Resultados.

Tenemos la opción de volver a la ventana de introducción de datos pulsando en el botón “Volver a calcular”, o bien, salir de la aplicación mediante el botón “Salir”.

Además, en la parte superior tenemos la barra de herramientas donde podemos realizar diferentes acciones.



Fig. V.26. Archivo en la ventana de visualización de resultados.

- “Guardar”: mediante un archivo “.mat” guardamos los valores de los resultados para la torre estudiada.
- “Imprimir”: con esta opción podemos imprimir en papel la ventana de visualización de resultados, con los datos iniciales. La impresión de esta ventana será de una mayor o peor calidad, por lo que se recomienda imprimir a un archivo PDF.

- “Atrás”: al igual que el botón que hay en la ventana principal de visualización de resultados, nos permit evolver a la pantalla de introducción de datos para realizar un nuevo cálculo.
- “Salir”: nos permite cerrar la aplicación.

### **V.5. Ejemplo de uso de la aplicación**

Se va a mostrar un ejemplo práctico de cálculo siguiendo la descripción del apartado anterior.

Utilizaremos un ejemplo (4) de los obtenidos durante la validación del método para realizar la demostración:

#### **-Datos de la Torre:**

Altura total  $H_T=173$  m.

Diámetro a la entrada de la torre  $D_i=155$  m.

Diámetro a la salida de la torre  $D_o=91$  m.

Parámetro geométrico de la torre  $f=0.41$ .

#### **-Datos de operación:**

Temperatura del ambiente  $t_{aw}=21.98$  °C.

Humedad relativa (relación de humedad)  $\phi=40\%$ .

Temperatura de bulbo húmedo  $t_{wb}=13.9$  °C.

Temperatura de entrada del agua caliente  $t_{w1w}=59.38$  °C.

Gasto másico de agua  $m_w=19527.78$  kg/s.

Velocidad del viento cruzado  $V_w=7.32$  m/s.

#### **-Datos de torre de referencia**

Temperatura del ambiente de referencia  $t_{awref}=26.8$  °C.

Temperatura del aire dentro de la torre de referencia  $t_{amwref}=49.3$  °C.

Temperatura de entrada del agua de referencia  $t_{w1wref}=59.7$  °C.

Temperatura de salida del agua de referencia  $t_{w2wref}=50.0$  °C.

Velocidad del viento cruzado de referencia  $V_{wref}=2.6$  m/s.

Una vez conocidos los datos, iniciamos el programa:



Fig.V.27. Portada del programa.

Pulsamos “Continuar” e introducimos los datos, que en este caso tenemos guardados en un archivo “.mat”:

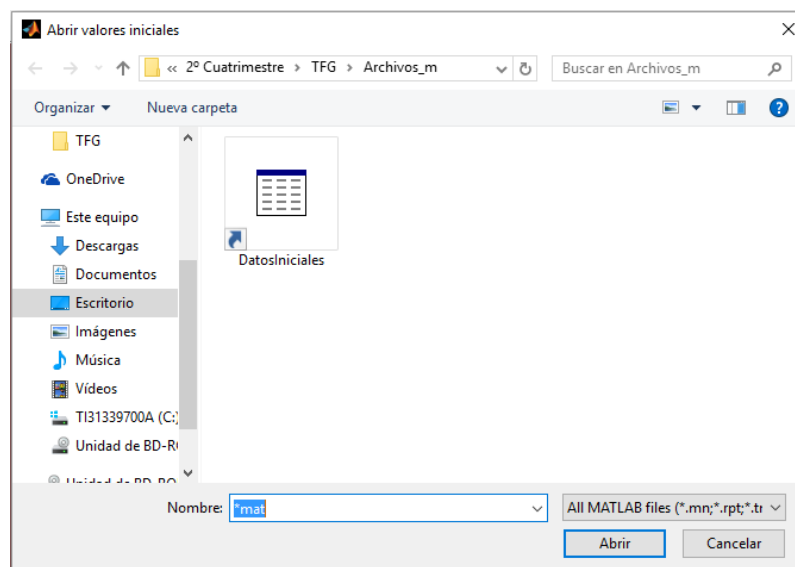


Fig.V.28. Datos Iniciales.

TorreDryGuide

Archivo Ayuda

**Datos Geométricos de la Torre**

Diametro de Entrada de la Torre (m)

155

Diametro de Salida de la Torre (m)

91

Altura Total de la Torre (m)

173

**Datos de Operación**

Temperatura del aire ambiente (°C)

21.98

Temperatura de bulbo húmedo (°C)

13.9

Temperatura de entrada del agua (°C)

59.38

Gasto de agua (kg/s)

19527.8

**Datos atmosféricos**

Velocidad del viento cruzado (m/s)

7.32

**Calcular**

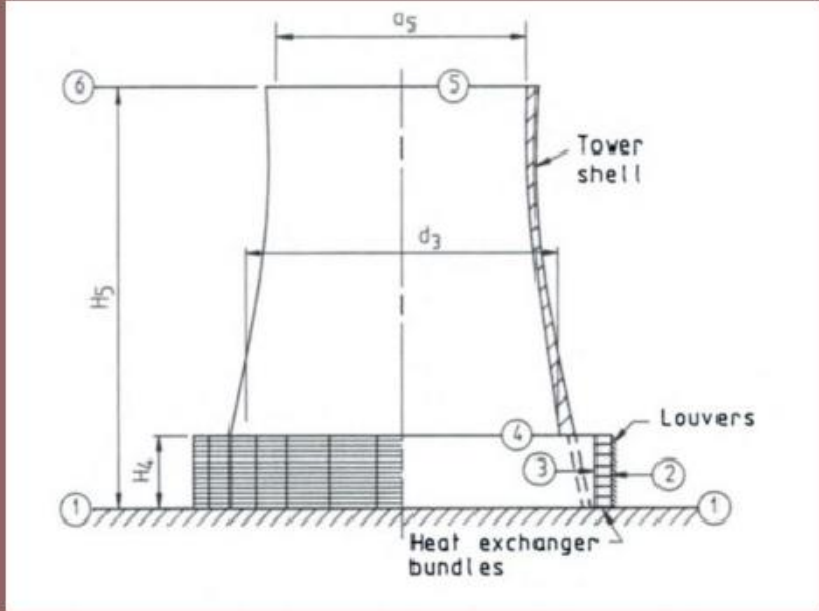


Fig.V.29. Datos introducidos en la ventana de introducción de datos.

En este caso, hemos puesto el ejemplo de abertura de datos. Podríamos introducirlos a mano y guardarlos como archivo “.mat” para realizar el proceso mostrado en la página anterior.

A continuación, pulsamos en “Calcular”:

The screenshot shows a software window titled 'ResultadosGui' with a menu bar containing 'Archivo'. The main area is divided into two sections: 'Datos Iniciales de la Torre' and 'Resultados'.

**Datos Iniciales de la Torre**

Diametro de entrada (m)	Altura de la Torre (m)	Temperatura bulbo húmedo (°C)	Velocidad del viento (m/s)
155	173	13.9	7.32
Diametro de salida (m)	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura del agua entrada (°C)	Gasto de agua (kg/s)
91	21.98	59.38	19527.8

**Resultados**

Calor desprendido por la torre (MW)	Gasto de aire (kg/s)	Desviación del penacho (°)
748.741	86146.2	58.9295
Temperatura de salida del agua de la torre (°C)	Eficiencia de Transferencia de Calor	Perdida de carga en la torre (Pa)
50.2096	0.762462	58.8993

Below the results table, there are two buttons: 'Volver a calcular' and 'Salir'.

Fig.V.30. Ventana de resultados.

Ahora tenemos varias opciones:

- Salir de la aplicación.
- Guardar los resultados.
- Imprimir los resultados.
- Volver atrás para modificar los datos.

Para darle un mayor detalle a esta demostración, volveremos atrás e introduciremos los mismos datos con una velocidad de viento cruzado superior a 10 m/s.

TorreDryGuide

Archivo Ayuda

Datos Geométricos de la Torre	Datos de Operación
Diametro de Entrada de la Torre (m)	Temperatura del aire ambiente (°C)
155	21.98
Diametro de Salida de la Torre (m)	Temperatura de bulbo húmedo (°C)
91	13.9
Altura Total de la Torre (m)	Temperatura de entrada del agua (°C)
173	59.38
	Gasto de agua (kg/s)
	19527.8

Datos atmosféricos

Velocidad del viento cruzado (m/s)

11

Calcular

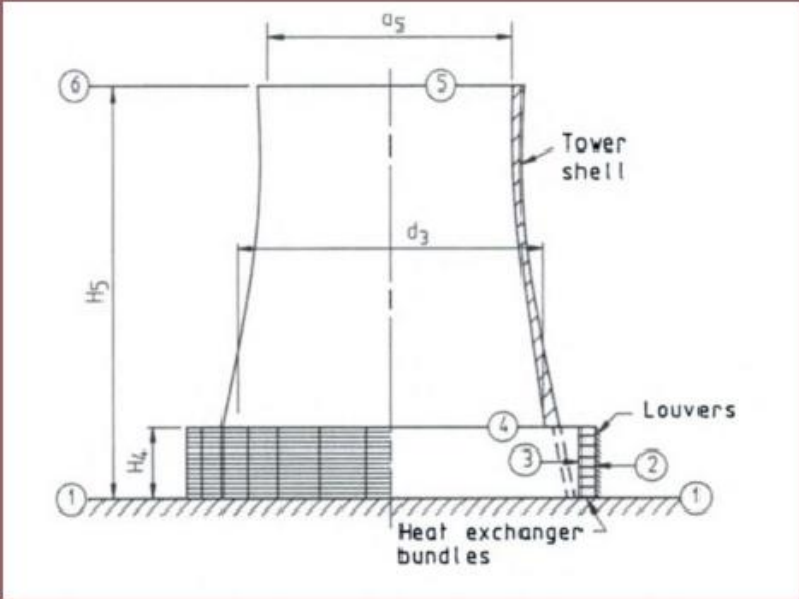


Fig.V.31. Ventana de introducción de datos.

Pulsamos en “Calcular” para obtener los resultados:

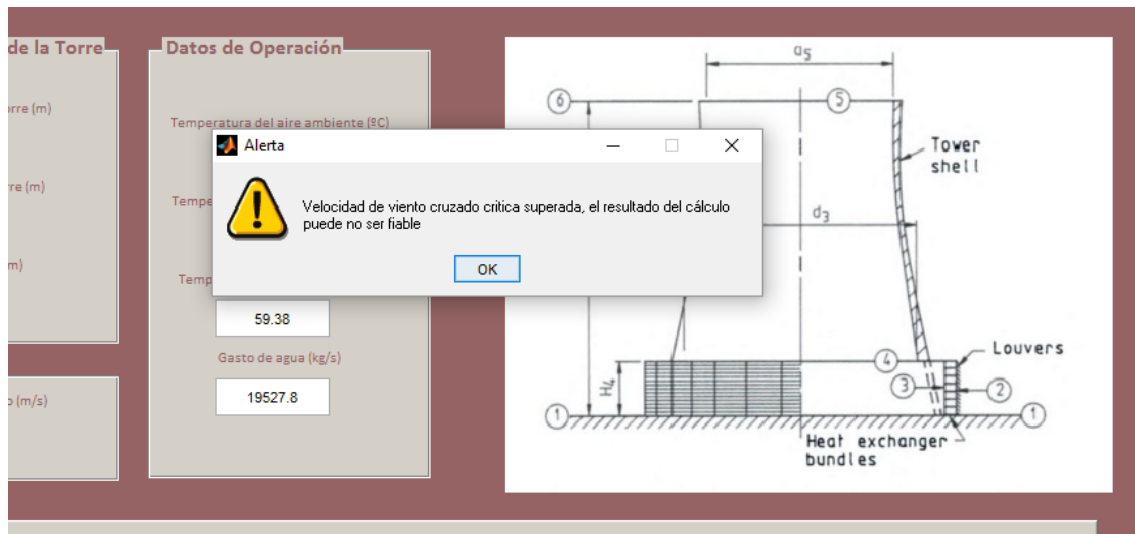


Fig.V.32. Aviso de superación velocidad crítica.

Como vemos, al superar la velocidad crítica establecida, la aplicación nos manda un aviso acerca de la posible falta de fiabilidad de los resultados.

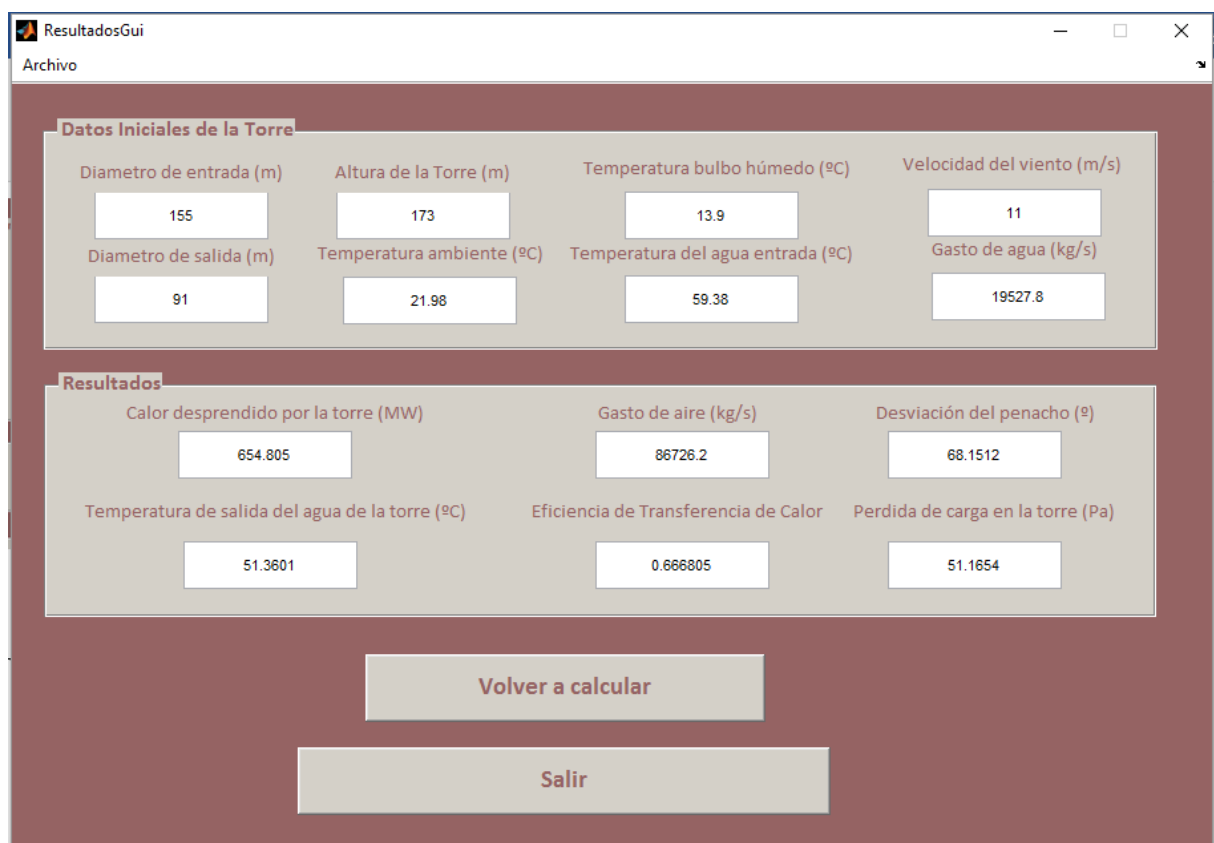


Fig.V.33. Ventana de resultados.

Se observa como la eficiencia disminuye y también la potencia de la torre, como habíamos previsto en el análisis del apartado anterior.



## **Capítulo VI. Conclusiones**

## **VI. Conclusiones y posibles desarrollos futuros**

Actualmente, las torres de refrigeración seca suponen un mayor gasto económico respecto a las torres de refrigeración húmeda debido a sus componentes y a su tamaño, sin embargo, conllevan un ahorro en agua de reposición, ya que se evita la evaporación de la misma, como ocurre en las húmedas. Es por esto, que se requiere su instalación en lugares de difícil acceso a lagos o ríos y son a menudo utilizadas, por ejemplo, en Kendal, Sudáfrica o Razdan, Armenia, por lo que son objeto también de estudio en este proyecto.

Al inicio de este proyecto, se planteaban tres objetivos principales. En primer lugar, el desarrollo de un nuevo método de cálculo del rendimiento de torres de refrigeración seca de tiro natural planteado por investigadores de la Southeast University en Nanjing y del CPI Shentou Power Generation Co. de Shuozhou, China [22]. Otro objetivo era la realización de un análisis de los parámetros característicos que afectan a la variación del rendimiento de estas torres (viento cruzado y temperatura ambiente), y por último, el desarrollo de una aplicación informática que nos permitiese plantear diferentes casos de estudio y su cálculo de forma rápida y eficaz.

Para desarrollar esta aplicación, se seleccionó la herramienta informática de cálculo Matlab, ya que tiene una gran capacidad y potencia de cálculo matemático, permitiendo a la vez el desarrollo de una interfaz gráfica para desarrollar el cálculo y su visualización. Con ello, aunque se trata de algo secundario, se ha profundizado en el conocimiento sobre esta herramienta de cálculo.

Antes del desarrollo del algoritmo propuesto, se ha mostrado el método de diseño de estas torres propuesto por el profesor D.G. Kroger

[20]. Con esto se ha querido mostrar la gran ventaja que supone el nuevo método de cálculo de rendimiento de estas torres, ya que, a partir del diseño de una torre, se pueden plantear diferentes dimensiones y condiciones ambientales y de operación. Por tanto, podemos preveer el rendimiento de diferentes torres sin necesidad de realizar ningún proceso experimental, lo que conllevaría un gasto económico.

Dado que el nuevo algoritmo propuesto incluye la temperatura ambiente y el efecto del viento cruzado como factores clave sobre la variación del rendimiento de la torre, se ha realizado un apartado en el que se describen los diferentes análisis realizados en el pasado y en la actualidad por diferentes investigadores, para poder dar mayor veracidad a los resultados obtenidos en los análisis realizados.

Además, este método es muy sencillo y requiere muy pocos datos de entrada. No obstante, como posibles desarrollos futuros, se podría profundizar en este nuevo método para obtener un mayor detalle del funcionamiento de estas torres.

Se ha realizado una interfaz gráfica sencilla para el usuario, que facilita un cálculo rápido y eficaz. Esta aplicación muestra una serie de parámetros que nos permiten visualizar el funcionamiento de nuestra torre de manera clara, aunque como posible desarrollo futuro sería interesante ampliar los parámetros mostrados con el fin de obtener unos resultados con mayor grado de detalle.

Se ha profundizado notablemente en el conocimiento de estas torres de refrigeración y en sus componentes, así como en su forma de actuar sobre el proceso de refrigeración.

En conclusión, se ha conseguido desarrollar un método que funciona, que permite analizar el rendimiento de estas torres y que, como posible desarrollo futuro, sería interesante implementar junto con otros proyectos que se centren en otros tipos de torres.

## **Anexos de Programación**

### **A.1. Introducción**

En este capítulo se pretende mostrar la parte del código de programación para la aplicación informática cuya apariencia ha sido mostrada anteriormente.

Se mostrarán cada una de las partes que componen este código, siguiendo el diagrama de flujo y haciendo los comentarios oportunos.

Existen partes del código que se generan automáticamente y que no son editables. Además, algunas partes del código se han explicado una vez, no volviéndose a hacer, aunque esta se repita más adelante.

## A.2. Portada.m

A continuación, se muestra el código de programación de la portada de la aplicación.

```
function varargout = portada(varargin)
% PORTADA MATLAB code for portada.fig
%   PORTADA, by itself, creates a new PORTADA or raises the
existing
%   singleton*.
%
%   H = PORTADA returns the handle to a new PORTADA or the handle
to
%   the existing singleton*.
%
%   PORTADA('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the
local
%   function named CALLBACK in PORTADA.M with the given input
arguments.
%
%   PORTADA('Property','Value',...) creates a new PORTADA or raises
the
%   existing singleton*. Starting from the left, property value
pairs are
%   applied to the GUI before portada_OpeningFcn gets called. An
%   unrecognized property name or invalid value makes property
application
%   stop. All inputs are passed to portada_OpeningFcn via
varargin.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows
only one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help portada

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @portada_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @portada_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',   [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
```

```
gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});  
end  
  
if nargin  
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});  
else  
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});  
end  
% End initialization code - DO NOT EDIT
```

Hasta aquí son todas las líneas que incluye Matlab en la creación de un archivo “.m” asociado a un archivo “.fig”, por lo que en lo siguiente no se repetirán para ahorrar texto.

```
% --- Executes just before portada is made visible.  
function portada_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)  
% This function has no output args, see OutputFcn.  
% hObject    handle to figure  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
% varargin   command line arguments to portada (see VARARGIN)  
  
% Choose default command line output for portada  
handles.output = hObject;  
  
% Update handles structure  
guidata(hObject, handles);  
  
% UIWAIT makes portada wait for user response (see UIRESUME)  
% uiwait(handles.figure1);  
  
% --- Outputs from this function are returned to the command line.  
function varargout = portada_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)  
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);  
% hObject    handle to figure  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
  
% Get default command line output from handles structure  
varargout{1} = handles.output;  
  
axes(handles.fototorre);  
imshow(imread('fototorreportada.jpg'));  
  
axes(handles.escudo);  
imshow(imread('escudo.jpg'));
```

Se han insertado las imágenes de la portada. A medida que se inserten imágenes en los demás anexos, aparecerán estos códigos.

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.  
function escudo_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to escudo (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns  
called  
% Hint: place code in OpeningFcn to populate escudo
```

```
% --- Executes on button press in pushbutton1.  
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to pushbutton1 (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
cont=0;  
save cont cont -ascii  
TorreDryGuide  
close(portada)
```

Al presionar el botón “Continuar”, que es el “pushbutton1”, nos lleva a la apertura de la siguiente ventana GUIDE que es TorreDryGuide.m. La variable “cont” se usa para el control de la introducción de datos y será explicada más adelante.



### A.3. TorreDryGuide.m

Se muestra a continuación el código que configura la ventana para introducción de datos.

```
function varargout = TorreDryGuide(varargin)

% --- Executes just before TorreDryGuide is made visible.
function TorreDryGuide_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles,
varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles     structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to TorreDryGuide (see VARARGIN)

% Choose default command line output for TorreDryGuide
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes TorreDryGuide wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = TorreDryGuide_OutputFcn(hObject, eventdata,
handles)
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles     structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

axes(handles.esquematorre);
imshow(imread('esquematorre.jpg'));
```

Se carga la imagen de la torre.

La variable “cont” es cargada desde la ventana de resultados, de manera que si se ha pulsado atrás los valores introducidos puedan ser cargados y no se pierdan.

```
load cont
if cont==1;

load ('DatosIni','Di','Do','HT','taw','Twb','twlw','Vw','mw')
    set(handles.edit1,'String',Di);
    set(handles.edit2,'String',Do);
    set(handles.edit3,'String',taw);
    set(handles.edit4,'String',Twb);
    set(handles.edit5,'String',twlw);
    set(handles.edit6,'String',Vw);
    set(handles.edit7,'String',mw);
    set(handles.edit10,'String',HT);

end

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function esquematorre_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to esquematorre (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: place code in OpeningFcn to populate esquematorre
```

Cada cuadro editable configurado en GUIDE, tiene una hoja “Callback” y “CreateFcn”. En la hoja “Callback” se edita su contenido y en el “CreateFcn” se edita la apariencia. Cada cuadro editable tiene esta estructura, por lo que no se comentará de aquí en adelante.

```
function edit1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit1 as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit1
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.

function edit1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit2 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit2 as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit2
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit2 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit3_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit3 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit3 as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit3
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit3_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit3 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit4_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit4 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit4 as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit4
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit4_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit4 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit5_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit5 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
```

```
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit5 as text
%      str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit5
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit5_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit5 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%      See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit6_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit6 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit6 as text
%      str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit6
as a double
x1 = str2double(get(handles.edit6,'String'));
if x1 >= 10
```

```
    warndlg('Velocidad de viento cruzado critica superada, el
resultado del cálculo puede no ser fiable','Alerta');
end
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit6_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit6 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%      See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit7_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit7 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit7 as text
%      str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit7
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit7_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit7 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%      See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
```

end

```
function edit10_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit10 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit10 as text
%           str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit10
%           as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit10_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit10 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
%           called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%           See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function figure1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to figure1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
%           called
```

A continuación, se muestran los códigos para las opciones de la barra de herramientas, donde podemos guardar datos en formato “.mat”, abrir datos desde un archivo guardado en formato “.mat” y salir. Además, también se incluyen los correspondientes al acceso al menú de ayuda.

```
% -----
function archivo_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to archivo (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)

% -----
function abrir_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to abrir (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)

[fichero,camino]=uigetfile('*mat','Abrir valores iniciales');

if isequal([fichero,camino],[0,0])
    return
end

fichero;

load(fichero,'Di','Do','HT','taw','Twb','twlw','Vw','mw')
set(handles.edit1,'String',Di);
set(handles.edit2,'String',Do);
```

```

        set(handles.edit3,'String',taw);
        set(handles.edit4,'String',Twb);
        set(handles.edit5,'String',twlw);
        set(handles.edit6,'String',Vw);
        set(handles.edit7,'String',mw);
        set(handles.edit10,'String',HT);
    % -----
function guardarcomo_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to guardarcomo (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
Di=str2double(get(handles.edit1,'string'));
Do=str2double(get(handles.edit2,'string'));
taw=str2double(get(handles.edit3,'string'));
Twb=str2double(get(handles.edit4,'string'));
twlw=str2double(get(handles.edit5,'string'));
Vw=str2double(get(handles.edit6,'string'));
mw=str2double(get(handles.edit7,'string'));
HT=str2double(get(handles.edit10,'string'));

[fichero,camino]=uinputfile('*mat','Guardar valores iniciales');

if isequal([fichero,camino],[0,0])
    return
end
fichero;
save(fichero,'Di','Do','HT','taw','Twb','twlw','Vw','mw')
% -----
function salir_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to salir (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
close(TorreDryGuide)
clear all
delete ('cont')
delete('DatosIni.mat')
% -----
function ayuda_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to ayuda (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% -----
function dimensiones_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to dimensiones (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
ayudatorre

```

El “pushbutton1” nos permite acceder a la pantalla de resultados, y, por lo tanto, al cálculo de nuestro programa.

```

% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
Di=str2double(get(handles.edit1,'string'));

```

```
Do=str2double(get(handles.edit2,'string'));
taw=str2double(get(handles.edit3,'string'));
Twb=str2double(get(handles.edit4,'string'));
twlw=str2double(get(handles.edit5,'string'));
Vw=str2double(get(handles.edit6,'string'));
mw=str2double(get(handles.edit7,'string'));
HT=str2double(get(handles.edit10,'string'));

q1 = isnan(Di);
q2 = isnan(Do);
q3 = isnan(taw);
q4 = isnan(Twb);
q5 = isnan(tw1w);
q6 = isnan(Vw);
q7 = isnan(mw);
q8 = isnan(HT);

if(q1==1 || q2==1 || q3==1 || q4==1 || q5==1 || q6==1 || q7==1 ||
q8==1)
    errordlg('Asegurese de que todos los campos introducidos son
correctos: unidades y valor numérico','Aviso')
end

if(q1==0 && q2==0 && q3==0 && q4==0 && q5==0 && q6==0 && q7==0 &&
q8==0)
    save('DatosIni','Di','Do','HT','taw','Twb','tw1w','Vw','mw')
    TorreDry;
end
close(TorreDryGuide)
ResultadosGui
```

A continuación, en estas últimas líneas se comprueba la correcta introducción de los datos, enviando un aviso de error en caso no serlo.

#### A.4. AyudaTorre.m

Código de la ventana de ayuda acerca de datos tomados en consideración para el método de cálculo propuesto.

```
function varargout = ayudatorre(varargin)

% --- Executes just before ayudatorre is made visible.
function ayudatorre_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles     structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to ayudatorre (see VARARGIN)

% Choose default command line output for ayudatorre
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes ayudatorre wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = ayudatorre_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles     structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;
axes(handles.axes1);
imshow(imread('ayudatorre5.jpg'));
axes(handles.axes2);
imshow(imread('ayudatorre4.jpg'));
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function axes1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to axes1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles     empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: place code in OpeningFcn to populate axes1
% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles     structure with handles and user data (see GUIDATA)
```



close(ayudatorre)  
TorreDryGuide

### A.5. TorreDry.m

A continuación, se muestra el código de programación que incluye el algoritmo de cálculo descrito en capítulos anteriores. Los comentarios están incluidos en el mismo código.

```
function TorreDry

%Archivo para la realización de los cálculos
%Cargo los datos de medida de la Torre en "m"

load('DatosIni','Di','Do','HT','taw','Twb','twlw','Vw','mw')

%Calculo las áreas de entrada y salida de la torre. Establezco la
gravidad
%"g" en m/s^2 y el parámetro geométrico de la torre "f".
Ai = pi*(Di^2)/4;
Ao = pi*(Do^2)/4;
f = 0.41;
g = 9.81;

%Cargo los datos de operacion de la Torre:
%Temperaturas en "K", viento en "m/s", presión en "Pa"
%gasto masico de agua en "kg/s"

taw = taw + 273.15;
Twb = Twb + 273.15;
twlw = twlw +273.15;

Pa=101325;
Pabs = Pa;
T = taw;

%Correlaciones para la mezcla de aire y vapor de agua
zvwb=10.79586*(1-(273.16/Twb))+5.02808*log10(273.16/Twb)+1.50474e-
4*(1-10^(-8.29692*((Twb/273.16)-1)))+4.2873e-4*(10^(4.76955*(1-
(273.16/Twb)))-1)+2.786118312;
Pvwb=10^zvwb;
%Relacion de humedad
w=((2501.6-2.3263*(Twb-273.15))/(2501.6+1.8577*(T-273.15)-4.184*(Twb-
273.15)))*((0.62509*Pvwb)/(Pabs-(1.005*Pvwb)))-((1.00416*(T-
Twb))/(2501.6+1.8577*(T-273.15)-4.184*(Twb-273.15)));
%Densidad de la mezcla
roav=((1+w)*(1-(w/(w+0.62198)))*Pabs)/(287.08*T);
%disp([' roav = ' num2str(roav,'%.3e')])
Tr=(T+273.15)/2;
%Calor especifico del aire seco
Cpa=1.045356e3-3.161783e-1*Tr+7.083814e-4*Tr^2-2.705209e-7*Tr^3;
```

```
%Calor especifico del vapor
Cpv=1.3605e3+2.31334*Tr-2.46784e-10*Tr^5+5.91332e-13*Tr^6;
%Valores de referencia
%Temperaturas en "K", viento en "m/s".
tawref = 26.8 + 273.15;
twlwref = 59.7 + 273.15;
tw2wref = 50 + 273.15;
Vwref = 2.6;
tamwref = 49.3 + 273.15;

%Cálculo de las propiedades del agua
Tw = (twlwref+tw2wref)/2;
Cpw = 8.15599*10^3-2.80627*10*Tw+5.11283*10^-2*Tw^2-2.17582*10^-
13*Tw^6;

%Calculo de la diferencia inicial de temperatura referencia
ITDref = twlwref-tawref;

%Calculo de la potencia bajo los efectos del viento en condiciones
%de referencia
QTwref = mw*Cpw*(twlwref-tw2wref);

%Cálculo de la velocidad de entrada del aire en la torre de referencia
en
%condiciones con viento
Vinwref = QTwref/(rhoav*Ai*Cpa*(tamwref-tawref));

%Calculo de la velocidad del flujo de aire de salida con efecto
%del viento referencia
Vonwref = (Ai/Ao)*Vinwref;

% y sin efecto del viento
Vonnwref = ((Vonwref^2+(Vonwref*(Vonwref^2+4*(Vwref^2)))^0.5)/2)^0.5;

%Calculo de la potencia sin efecto del viento referencia
QTnwref = QTwref*(1+(Vwref/Vonnwref)^2)^(f/2);

%Calculo de la diferencia inicial de temperaturas
ITD = twlw-taw;

%Calculo de la potencia sin efecto del viento
QTnw = QTnwref*((ITD/ITDref)^(3/(3-f)));

%Calculo de la velocidad del flujo de aire de salida sin efecto del
viento
Vonnw = Vonnwref*((ITD/ITDref)^(1/(3-f)));

%Calculo de la potencia bajo efecto del viento
QTw = QTnw*(1+(Vw/Vonnw)^2)^(-f/2);

%Calculo de la temperatura de salida del agua bajo el efecto del
viento
tw2w = twlw-(QTw/(mw*Cpw));

%Calculo de la eficiencia de la torre bajo el efecto del viento
ew = QTw/QTnw;

%Cálculo de la desviación del penacho en grados
teta = (atan(Vw/Vonnw))*(180/pi);
```

```
%Cálculo de la velocidad del aire a la entrada de la torre  
Vin = ((tw1w+tw2w)/2-taw)^(1/(3-f));
```

```
%Cálculo del parámetro beta  
Ba = 1/taw;
```

```
%Cálculo de la pérdida de carga en la torre  
KT = (2*Ba*g*HT*QTw)/(roav*Ai*Cpa*Vin^3);  
FR = KT*((roav*Vin^2)/2);
```

```
%Cálculo del gasto de aire en kg/s  
%ma = QTw/(Cpa*(tamwref-taw));  
ma = roav*Ai*Vin;
```

```
%Paso la potencia a MW  
QTw = QTw*10^-6;
```

```
%Paso la temperatura de salida del agua a grados centígrados °C  
tw2w = tw2w-273.15;
```

```
save('DatosResu','QTw','tw2w','ma','ew','teta','FR')
```

```
end
```

En las últimas líneas se guardan los resultados del cálculo para ser mostrados en la ventana de resultados.

## A.6. ResultadosGui.m

A continuación, se muestra el código correspondiente a la pantalla de resultados.

```
function varargout = ResultadosGui(varargin)

% --- Executes just before ResultadosGui is made visible.
function ResultadosGui_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles,
varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to ResultadosGui (see VARARGIN)

% Choose default command line output for ResultadosGui
handles.output = hObject;

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);

% UIWAIT makes ResultadosGui wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = ResultadosGui_OutputFcn(hObject, eventdata,
handles)
% varargout  cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

Se cargan los datos introducidos en la pantalla de introducción de
resultados.

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

load('DatosIni','Di','Do','HT','taw','Twb','twlw','Vw','mw')
set(handles.edit1,'String',Di);
set(handles.edit2,'String',Do);
set(handles.edit3,'String',taw);
set(handles.edit4,'String',Twb);
set(handles.edit5,'String',twlw);
set(handles.edit6,'String',Vw);
set(handles.edit7,'String',mw);
```

```
set(handles.edit12,'String',HT);

load('DatosResu','QTw','tw2w','ma','ew','teta','FR')
set(handles.edit8,'String',QTw);
set(handles.edit9,'String',tw2w);
set(handles.edit10,'String',ma);
set(handles.edit11,'String',ew);
set(handles.edit13,'String',teta);
set(handles.edit14,'String',FR);

% --- Executes on button press in pushbutton1.
function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

close(ResultadosGui)
clear all
delete('cont')
delete('DatosIni.mat')
delete('DatosResu.mat')

% --- Executes on button press in pushbutton2.
function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to pushbutton2 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

cont=1;
save cont cont -ascii
close(ResultadosGui)
delete('DatosResu.mat')
clear all
TorreDryGuide

function edit10_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit10 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit10 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit10
%        as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit10_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit10 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns
%            called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%       See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit9_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit9 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
```

```
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit9 as text
%      str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit9
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit9_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit9 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%      See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit8_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit8 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit8 as text
%      str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit8
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit8_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit8 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%      See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit1 as text
%      str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit1
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit1 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%      See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit2_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit2 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit2 as text
%           str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit2
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit2_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit2 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%           See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit3_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit3 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit3 as text
%           str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit3
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit3_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit3 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%           See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit4_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit4 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit4 as text
%           str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit4
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit4_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit4 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%           See ISPC and COMPUTER.
```

```
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit5_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit5 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit5 as text
%          str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit5
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit5_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit5 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%          See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit6_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit6 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit6 as text
%          str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit6
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit6_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit6 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%          See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit7_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit7 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit7 as text
%          str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit7
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit7_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit7 (see GCBO)
```



```
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
% See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

A continuación, se muestran los códigos de programación de los menús de la barra de herramientas, donde podemos guardar los resultados obtenidos, imprimirlos, volver a la pantalla de introducción de datos, o bien salir de la aplicación.

```
% -----
function archivo_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to archivo (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

% -----
function guardar_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to guardar (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

QTw=str2double(get(handles.edit8,'string'));
tw2w=str2double(get(handles.edit9,'string'));
ma=str2double(get(handles.edit10,'string'));
ew=str2double(get(handles.edit11,'string'));
teta=str2double(get(handles.edit13,'string'));
FR=str2double(get(handles.edit14,'string'));

[fichero,camino]=uiputfile('*mat','Guardar resultados');

if isequal([fichero,camino],[0,0])
    return
end

fichero;
save(fichero,'QTw','tw2w','ma','ew','teta','FR')

% -----
function imprimir_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to imprimir (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
printpreview(ResultadosGui)

% -----
function atras_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to atras (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
cont=1;
save cont cont -ascii
close(ResultadosGui)
```

```
delete('DatosResu.mat')
clear all
TorreDryGuide

% -----
function salir_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to salir (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)

close(ResultadosGui)
clear all
delete('cont')
delete('DatosIni.mat')
delete('DatosResu.mat')

function edit11_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit11 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit11 as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit11
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit11_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit11 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit12_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit12 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit12 as text
%         str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit12
as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit12_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit12 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function edit13_Callback(hObject, eventdata, handles)
```

```
% hObject      handle to edit13 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit13 as text
%            str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit13
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit13_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit13 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
```

```
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit14_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit14 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit14 as text
%            str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit14
as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit14_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to edit14 (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns
called
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%         See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'),
get(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

## **Bibliografía**

## **Referencias**

- [1] Z. Zhai, S. Fu, Improving cooling efficiency of dry-cooling towers under crosswind conditions by using wind-break methods, Appl. Therm. Eng. 26 (10) (2006) 1008e1017.
- [2] M. Goodarzi, A proposed stack configuration for dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind, J. Wind Eng. Ind. Aerod. 98 (12) (2010) 858e863.
- [3] R. Al-Waked, M. Behnia, The effect of windbreak walls on the thermal performance of natural draft dry cooling towers, Heat. Transf. Eng. 26 (8) (2005) 50e62.
- [4] A. Jahangiri, A. Golneshan, Feasibility study of the thermal performance improvement of natural draft dry cooling towers due to flue gas injection, World Appl. Sci. J. 12 (4) (2011) 568e575.
- [5] R. Al-Waked, M. Behnia, The performance of natural draft dry cooling towers under crosswind: CFD study, Int. J. Energy Res. 28 (2) (2004) 147e161.
- [6] L.J. Yang, X.P. Wu, X.Z. Du, Y.P. Yang, Dimensional characteristics of wind effects on the performance of indirect dry cooling system with vertically arranged heat exchanger bundles, Int. J. Heat Mass Transf. 67 (2013) 853e866.
- [7] M.A. Ardekani, F. Farhani, M. Mazidi, Effects of cross wind conditions on efficiency of Heller dry cooling tower, Exp. Heat. Transf. 28 (4) (2015) 344e353.
- [8] Q.D. Wei, B.Y. Zhang, K.Q. Liu, X.D. Du, X.Z. Meng, A study of the unfavorable effects of wind on the cooling efficiency of dry cooling-towers, J. Wind Eng. Ind. Aerod. 54 (1995) 633e643.

- [9] M. Goodarzi, H. Amooie, A proposed heterogeneous distribution of water for natural draft dry cooling tower to improve cooling efficiency under crosswind, in: IEEE 4th Conference on Thermal Power Plants (CTPP), Tehran, Iran, 2012, pp. 1e6.
- [10] M.D. Su, G.F. Tang, S. Fu, Numerical simulation of fluid flow and thermal performance of a dry-cooling tower under cross wind condition, J. Wind Eng. Ind. Aerod. 79 (3) (1999) 289e306.
- [11] A.F. DuPreez, D.G. Kroger, The effect of the heat exchanger arrangement and wind-break walls on the performance of natural draft dry-cooling towers subjected to cross-winds, J. Wind Eng. Ind. Aerod. 58 (3) (1995) 293e303.
- [12] H. Ma, F.Q. Si, L. Li, W.S. Yan, K.P. Zhu, Effects of ambient temperature and crosswind on thermo-flow performance of the tower under energy balance of the indirect dry cooling system, Appl. Therm. Eng. 78 (2015) 90e100.
- [14] K. Hooman, Theoretical prediction with numerical and experimental verification to predict crosswind effects on the performance of cooling towers, Heat. Transf. Eng. 36 (5) (2015) 480e487.
- [15] A.F. Du Preez, D.G. Kroeger, Experimental evaluation of aerodynamic inlet losses in natural draft dry cooling towers, in: Proceedings of the 6th IAHR Cooling Tower Workshop, Pisa, Italy, 1988.
- [16] J.D. Buys, D.G. Kroeger, Cost-optimal design of dry cooling towers through mathematical programming techniques, J. Heat Transfer Trans. ASME 111 (1e4) (1989) 322e327.
- [17] Y.B. Zhao, G.Q. Long, F.Z. Sun, Y. Li, C.J. Zhang, Numerical study on the cooling performance of dry cooling tower with vertical two-pass column radiators under crosswind, Appl. Therm. Eng. 75 (2015) 1106e1117.

[18] H.T. Liao, L.J. Yang, X.Z. Du, Y.P. Yang, Influences of height to diameter ratios of dry-cooling tower upon thermo-flow characteristics of indirect dry cooling system, Int. J. Therm. Sci. 94 (2015) 178e192.

[19] Y.B. Zhao, F.Z. Sun, Y. Li, G.Q. Long, Z. Yang, Numerical study on the cooling performance of natural draft dry cooling tower with vertical delta radiators under constant heat load, Appl. Energy 149 (2015) 225e237.

[20] Kroger, Detlev G, Air Cooled Heat Exchanger and Cooling Towers (Volúmenes 1 y 2). PennWell Corporation.

[21] Moore, F. K., Aerodynamics of the Heat Exchangers and Their Arrangement in Large Dry Cooling Towers, 78-WA/HT-19, American Society of Mechanical Engineers, 1978.

[22] Ma Huan, Si Fengqi, Kong Yu, Zhu Khanping, Yan Wensheng, A new theoretical method for predicating the part-load performance of natural draft dry cooling towers; Applied Thermal Engineering 91 (2015) 1106-1115.

### **Páginas Web**

<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/Torre.htm>

<http://www.heatexchangerfintube.com/supplier-73393-heat-exchanger-fin-tube>

### **Bibliografía**

- Air Cooled Heat Exchanger and Cooling Towers (Volúmenes 1 y 2).  
Kroger, Detlev G.  
Editorial: PennWell Corporation.
- Cooling Towers.  
Singham, J.R.  
Editorial: Begell House Inc.
- Matlab Guide.  
Higham, D.J.  
Editorial: Sigam.
- Heat Exchangers selection, rating, and thermal design, 2ª Edición.  
Sadik Kakaç.  
Editorial: CRC Press.

- Intercambiadores de calor.

Jaramillo, O.A.

Universidad Nacional Autónoma de México.

- Ma, Huan; Si, Fengqi; Kong, Yu; Zhu, Kangping; Yan, Wensheng

A new theoretical method for predicating the part-load  
performance of natural draft dry cooling towers

2015



## Índices.

## Ecuaciones

### Capítulo III

Ecuación III.1.....	36
Ecuación III.2.....	36
Ecuación III.3.....	36
Ecuación III.4.....	36
Ecuación III.5.....	36
Ecuación III.6.....	36
Ecuación III.7.....	36
Ecuación III.8.....	37
Ecuación III.9.....	37
Ecuación III.10.....	39
Ecuación III.11.....	40
Ecuación III.12.....	40
Ecuación III.13.....	40
Ecuación III.14.....	40
Ecuación III.15.....	40
Ecuación III.16.....	40
Ecuación III.17.....	41
Ecuación III.18.....	41
Ecuación III.19.....	41
Ecuación III.20.....	41
Ecuación III.21.....	42
Ecuación III.22.....	42
Ecuación III.23.....	42
Ecuación III.24.....	43

Ecuación III.25.....	43
Ecuación III.26.....	43
Ecuación III.27.....	43
Ecuación III.28.....	43
Ecuación III.29.....	44
Ecuación III.30.....	44
Ecuación III.31.....	44
Ecuación III.32.....	45
Ecuación III.33.....	45
Ecuación III.34.....	45
Ecuación III.35.....	45
Ecuación III.36.....	45
Ecuación III.37.....	46
Ecuación III.38.....	46
Ecuación III.39.....	50
Ecuación III.40.....	50
Ecuación III.41.....	50
Ecuación III.42.....	50
Ecuación III.43.....	51
Ecuación III.44.....	51
Ecuación III.45.....	51
Ecuación III.46.....	51
Ecuación III.47.....	52
Ecuación III.48.....	52
Ecuación III.49.....	52
Ecuación III.50.....	59
Ecuación III.51.....	59
Ecuación III.52.....	59

Ecuación III.53.....	61
Ecuación III.54.....	63
Ecuación III.55.....	64
Ecuación III.56.....	66
Ecuación III.57.....	67
Ecuación III.58.....	69
Ecuación III.59.....	69
Ecuación III.60.....	70
Ecuación III.61.....	70
Ecuación III.62.....	70
Ecuación III.63.....	71
Ecuación III.64.....	71
Ecuación III.65.....	72
Ecuación III.66.....	75
 <u>Capítulo IV</u>	
Ecuación IV.1.....	85
Ecuación IV.2.....	86
Ecuación IV.3.....	86
Ecuación IV.4.....	86
Ecuación IV.5.....	86
Ecuación IV.6.....	86
Ecuación IV.7.....	86
Ecuación IV.8.....	87
Ecuación IV.9.....	87
Ecuación IV.10.....	87
Ecuación IV.11.....	87
Ecuación IV.12.....	87
Ecuación IV.13.....	89

Ecuación IV.14.....	89
Ecuación IV.15.....	89
Ecuación IV.16.....	90
Ecuación IV.17.....	91
Ecuación IV.18.....	91
Ecuación IV.19.....	91
Ecuación IV.20.....	91
Ecuación IV.21.....	91
Ecuación IV.22.....	91
Ecuación IV.23.....	92
Ecuación IV.24.....	93
Ecuación IV.25.....	93
Ecuación IV.26.....	93
Ecuación IV.27.....	93
Ecuación IV.28.....	93
Ecuación IV.29.....	94
Ecuación IV.30.....	94
Ecuación IV.31.....	94
Ecuación IV.32.....	94
Ecuación IV.33.....	94
Ecuación IV.34.....	94
Ecuación IV.35.....	95
Ecuación IV.36.....	95
Ecuación IV.37.....	95
Ecuación IV.38.....	95
Ecuación IV.39.....	96
Ecuación IV.40.....	96
Ecuación IV.41.....	96

## **Figuras**

### **Capítulo II**

Figura II.1.....	10
Figura II.2.....	11
Figura II.3.....	13
Figura II.4.....	13
Figura II.5.....	14
Figura II.6.....	15
Figura II.7.....	15
Figura II.8.....	16
Figura II.9.....	16
Figura II.10.....	17
Figura II.11.....	17
Figura II.12.....	18
Figura II.13.....	19
Figura II.14.....	19
Figura II.15.....	20
Figura II.16.....	20
Figura II.17.....	21
Figura II.18.....	22
Figura II.19.....	23
Figura II.20.....	23
Figura II.21.....	24
Figura II.22.....	24
Figura II.23.....	25

### **Capítulo III**

Figura III.1.....	30
Figura III.2.....	31
Figura III.3.....	32
Figura III.4.....	32
Figura III.5.....	33
Figura III.6.....	34
Figura III.7.....	34
Figura III.8.....	35
Figura III.9.....	38
Figura III.10.....	42
Figura III.11.....	44
Figura III.12.....	48
Figura III.13.....	48
Figura III.14.....	52
Figura III.15.....	53
Figura III.16.....	54
Figura III.17.....	54
Figura III.18.....	55
Figura III.19.....	55
Figura III.20.....	56
Figura III.21.....	56
Figura III.22.....	57
Figura III.23.....	57
Figura III.24.....	58
Figura III.25.....	60
Figura III.26.....	62
Figura III.27.....	63
Figura III.28.....	67

Figura III.29.....	68
Figura III.30.....	70
Figura III.31.....	73
Figura III.32.....	74
Figura III.33.....	74
Figura III.34.....	76
Figura III.35.....	76
Figura III.36.....	77
Figura III.37.....	78

#### Capítulo IV

Figura IV.1.....	88
Figura IV.2.....	90
Figura IV.3.....	97
Figura IV.4.....	98
Figura IV.5.....	103
Figura IV.6.....	104
Figura IV.7.....	105
Figura IV.8.....	106
Figura IV.9.....	106
Figura IV.10.....	107
Figura IV.11.....	108
Figura IV.12.....	109

#### Capítulo V

Figura V.1.....	113
Figura V.2.....	113
Figura V.3.....	114
Figura V.4.....	115
Figura V.5.....	116



Figura V.6.....	116
Figura V.7.....	117
Figura V.8.....	118
Figura V.9.....	118
Figura V.10.....	121
Figura V.11.....	122
Figura V.12.....	123
Figura V.13.....	124
Figura V.14.....	124
Figura V.15.....	124
Figura V.16.....	125
Figura V.17.....	125
Figura V.18.....	126
Figura V.19.....	126
Figura V.20.....	127
Figura V.21.....	127
Figura V.22.....	127
Figura V.23.....	128
Figura V.24.....	128
Figura V.25.....	129
Figura V.26.....	129
Figura V.27.....	132
Figura V.28.....	132
Figura V.29.....	133
Figura V.30.....	134
Figura V.31.....	135
Figura V.32.....	136
Figura V.33.....	136